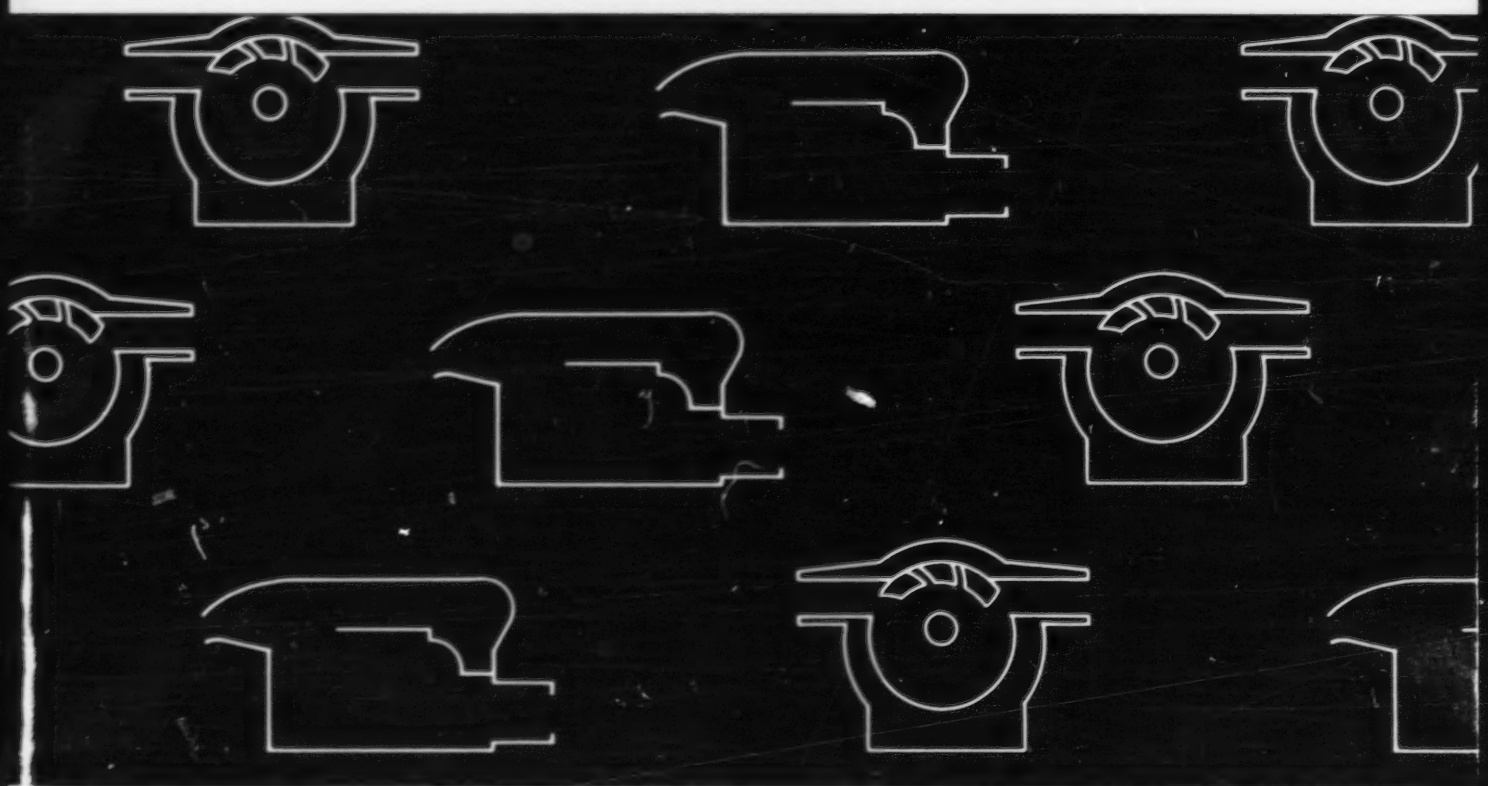
Agriculture Canada

Manutention de produits agricoles

Transporteurs de liquides



Canada

Manutention de produits agricoles

Transporteurs de liquides

Direction générale de la recherche
Agriculture Canada

Publication 1836/F
1989

90-04223/

©Ministre des Approvisionnements et Services Canada 1990
N° de cat. A15-1836-1989F
ISBN 0-660-92678-4

En vente au Canada par l'entremise
de nos agents libraires agréés
et autres libraires, ou par la poste au

Centre d'édition du gouvernement du Canada
Approvisionnements et Services Canada
Ottawa (Ontario) Canada K1A 0S9

Prix sujet à changement sans préavis

Données de catalogage pour le Canada
Manutention des produits agricoles. Transporteurs
de liquides

(Publication ; 1836)

Publié aussi en anglais sous le titre: Handling agricultural materials. Liquid conveyors.
Préparé par UMA Engineering Ltd.-Av.-pr.
Comprend des références bibliogr.
N° de cat. A15-1836/1989F
ISBN 0-660-92678-4

1. Machines hydrauliques. 2. Convoyeurs. I. Rousseau, Normand, 1951- II. Birenbaum, Rhonda. III. Heslop, L. IV. Canada. Agriculture Canada. Direction générale de la recherche. V. UMA Engineers Ltd. VI. Collection: Publication (Canada. Agriculture Canada). Français ; 1836.

TJ1375.H314 1989F 621.2 C89-099211-8

Rédacteur-éditeur
Normand Rousseau
Service aux programmes de recherche

Rédactrice à la pige
Rhonda Birenbaum

Conseiller scientifique pour les recherches sous contrat
L. Heslop
Centre de recherches techniques et de statistique

TABLE DES MATIÈRES

Avant-propos 5

1 **INTRODUCTION** 7

1.1 **Propriétés des liquides** 7
1.2 Poids spécifique 7
1.3 Densité absolue 7
1.4 Densité relative 7
1.5 Viscosité 7
1.6 Viscosité cinématique 8
1.7 Pression de vapeur 8
1.8 Capacité calorifique 8
1.9 Module de volume 8
1.10 **Comportement des liquides** 8
1.11 Pression statique 8
1.12 Pression manométrique 8
1.13 Pression absolue 8
1.14 Énergie au repos 10
1.15 Énergie cinétique 10

2 **PROPRIÉTÉS DES TUBES ET DES TUYAUX** 11

2.1 **Caractéristiques générales** 11
2.2 **Tubes et tuyaux en acier** 11
2.3 **Tubes en cuivre** 11
2.4 **Tubes en aluminium** 11
2.5 **Tubes et tuyaux en plastique** 16
2.6 **Utilisation de tubes en plastique dans les systèmes sous pression** 16
2.7 Catégorie 17
2.8 Classe, série ou système SDR 17
2.9 **Utilisations générales des tubes en plastique** 19
2.10 **Raccords des tubes en plastique** 19

3 **FRICTION DES FLUIDES DANS LES CANALISATIONS** 20

4 **POMPES** 26

4.1 **Caractéristiques générales** 27
4.2 **Pompes centrifuges** 28
4.3 Pompe à spirale 29
4.4 Pompe à diffuseur 29
4.5 Pompe à écoulement axial ou à écoulement mixte 29
4.6 Pompe à turbine 30
4.7 **Pompes rotatives** 30
4.8 Pompe à came et piston (plongeur rotatif) 31
4.9 Pompe à vis 31
4.10 Pompe à ailettes 31
4.11 Pompe à engrenage 32
4.12 Pompe à galets 33
4.13 Pompe à tube souple 33
4.14 **Autres pompes** 33
4.15 Pompe à piston ou à plongeur 33
4.16 Pompe à diaphragme 35
4.17 **Pompes diverses** 35
4.18 Pompe à injection d'air 35
4.19 Pompe à déchiqueteur 36
4.20 Pompe à éjection 36
4.21 Pompe submersible 37
4.22 Bélier hydraulique 38

5 **CARACTÉRISTIQUES DES POMPES ET DES SYSTÈMES** 38

5.1 **Introduction** 38
5.2 **Courbes de charge et sélection des pompes** 39
5.3 Problème nº 1 40
5.4 Problème nº 2 41
5.5 **Caractéristiques des pompes** 42
5.6 Hauteur pratique d'aspiration 43
5.7 Cavitation 45
5.8 Installation en série et en parallèle 45
5.9 Liquides pompés 45
5.10 **Besoins énergétiques des pompes** 45
5.11 **Capacité des pompes** 46
5.12 Tubes de Pitot 46
5.13 Débitmètres à orifice 46
5.14 Débitmètres mécaniques 46
5.15 Refoulement horizontal 46
5.16 **Coups de bélier** 46
5.17 **Pompage des liquides thixotropiques et dilatables** 48

6 **POMPAGE, TRANSPORT ET STOCKAGE DES MÉLASSES ET DES GRAISSES** 48

6.1 **Mélasses** 48
6.2 **Stockage des mélasses** 49
6.3 **Manutention des mélasses** 49
6.4 Pompes 49
6.5 Canalisations et robinets 50
6.6 Mesure du débit 50
6.7 **Suif** 51
6.8 Stockage des graisses 51
6.9 Manutention des graisses 51
6.10 Chauffage des graisses 51
6.11 Pompage des graisses 51

Bibliographie 52

Tableaux

1 Comparaison des viscosités 9
2 Densité relative et viscosité des liquides 10
3 Dimensions des tubes en acier et numéros des catégories 12
4 Pression nominale des tubes hydrauliques 14
5 Dimensions, poids et diamètres des tubes standards en cuivre pour l'eau 15
6 Facteurs de bossellement 15
7 Limite élastique minimale et contrainte de service maximale pour les tubes en alliage d'aluminium à la température de la pièce 15
8 Épaisseur minimale et maximale des parois par catégorie 18
9 Pression nominale pour les tuyaux en PVC 18
10 Réduction de la pression de service pour les tuyaux en plastique transportant des produits dont la température est supérieure à 23 °C 18
11 Pression nominale pour les tubes SDR 18
12 Applications pour les tuyaux en plastique 19
13 Indices de rugosité de divers types de tuyaux 21
14 Perte de charge de friction de l'eau dans les tubes en acier de la catégorie 40 22
15 Perte de charge de friction de l'eau dans les tubes en cuivre de type L 23
16 Perte de charge de friction de l'eau dans les tubes en polyéthylène 24
17 Perte de charge de friction de l'eau dans les tubes en aluminium de système d'irrigation portatif dotés de coupleurs tous les 6 m 25
18 Perte de charge de friction de l'eau dans un tuyau à surface intérieure lisse 26
19 Débit des pompes 27
20 Réductions de vitesse recommandées pour les pompes rotatives refoulant des liquides visqueux 30
21 Submersion nécessaire pour les systèmes de pompage à injection d'air 35
22 Taille des conduites d'air et de refoulement dans les systèmes de pompage à injection d'air 36
23 Volumes d'air et pressions de service dans les systèmes de pompage à injection d'air 37
24 Perte de charge de friction causée par des raccords montés sur les tuyaux 39
25 Perte de charge de friction causée par des raccords montés sur les tuyaux en plastique 39
26 Données de performance des pompes 42
27 Pression de vapeur de l'eau 45
28 Pression atmosphérique à diverses altitudes 45
29 Propriétés des mélasses 48
30 Viscosités typiques des mélasses Brix 79,5 ° 48
31 Besoins énergétiques moyens des pompes rotatives 49
32 Performances des pompes à engrenage : pompage des mélasses à 10 °C 50
33 Diamètres recommandés pour les tuyaux d'aspiration et de refoulement utilisés pour les mélasses non diluées 50

Figures

1 Codage d'identification des tubes en plastique 17
2 Facteurs de friction pour les liquides dans les tuyaux 20
3 Classification des pompes 26
4 Pompes centrifuges à étages multiples, à admission simple et à admission double 28
5 Rotors typiques 29
6 Pompes à spirale 29
7 Pompe et rotor à écoulement mixte 29
8 Pompe à turbine 30
9 Pompe à came et piston 31
10 Pompe à deux vis 31
11 Pompe à vis Moyno 31
12 Pompe à ailettes coulissantes 31
13 Pompe à ailettes avec rouleaux en nylon 32
14 Pompe à ailettes avec rotor souple 32
15 Pompes à engrenage 33
16 Pompe à galets 34
17 Pompe à tube souple 34
18 Comparaison du piston et du plongeur 34
19 Pompe à diaphragme 35
20 Pompe à injection d'air 35
21 Pompe à éjecteur 36
22 Cycle de pompage d'un bélier hydraulique 37
23 Pompe connectée à un seul tube de refoulement 40
24 Pompe connectée à deux tubes de refoulement 41
25 Courbes de performances d'une pompe centrifuge fonctionnant à vitesse constante 43
26 Courbes de performances d'une pompe centrifuge à diverses vitesses, le diamètre du rotor étant donné 44
27 Tube de Pitot 46
28 Méthode de refoulement horizontal pour la détermination de la capacité d'une pompe 47

AVANT-PROPOS

La publication *Manutention des produits agricoles* comporte plusieurs parties; c'est un guide rédigé à l'intention des concepteurs de systèmes de manutention de produits destiné à l'industrie agricole et aux industries associées. Certaines parties traitent de la sélection et de la conception de divers types d'équipement de manutention et de traitement des produits. Certains éléments doivent fonctionner de façon indépendante tandis que d'autres doivent faire partie d'un système. Pour concevoir un système complet, il peut être nécessaire de consulter plusieurs parties de cette série.

Cette section a été préparée par UMA Engineering Ltd. de Winnipeg (Man.) pour le Comité canadien du génie rural qui fait partie du Comité de coordination des services agricoles du Canada.

1 INTRODUCTION

Le terme liquide désigne toute substance qui se déforme sous l'effet de contraintes de cisaillement et dans laquelle les espaces entre les molécules restent essentiellement constants. Autrement dit, les liquides sont des fluides incompressibles, contrairement aux gaz qui, bien que possédant des propriétés semblables, sont compressibles.

Les transporteurs de liquides, c'est-à-dire les pompes, transportent des liquides de façon économique et commode dans toutes sortes d'applications agricoles et industrielles. Toutefois, pour que les systèmes de transport de liquides fonctionnent efficacement, l'équipement et les produits sélectionnés doivent convenir au type de liquide transporté et être conformes aux exigences d'exploitation.

1.1 Propriétés des liquides

La conception d'un système de manutention de liquides suppose une compréhension à la fois du comportement du système et des propriétés du produit transporté. Voici les huit principales propriétés des liquides :

- poids spécifique
- densité absolue
- densité relative
- viscosité
- viscosité cinématique
- pression de vapeur
- capacité calorifique
- module de volume

En plus de ces huit caractéristiques, il faut également tenir compte des propriétés corrosives ou toxiques des liquides lorsque l'on conçoit et que l'on sélectionne les équipements d'un système de manutention de liquides. Enfin, l'abrasion est un autre facteur à considérer dans le cas des liquides renfermant des solides en suspension.

1.2 *Poids spécifique* Le poids spécifique (γ) désigne le poids ou la force de gravité par unité de volume d'un liquide donné. Le poids spécifique varie avec la température. Par exemple, le poids spécifique de l'eau à 4 °C est de 9810 N/m^3. Le système SI n'utilise pas le terme poids spécifique; toutefois, la plupart des documents continuent d'utiliser cette grandeur, qui est mesurée en N/m^3.

1.3 *Densité absolue* La densité absolue (ρ) est la masse du liquide par unité de volume; elle est égale au poids spécifique au niveau de la mer, divisé par la constante de gravité (g). La densité absolue est souvent appelée simplement densité. La densité absolue de l'eau à 4 °C et à la pression atmosphérique est de 1000 kg/m^3.

1.4 *Densité relative* Le rapport de la densité absolue d'un liquide donné sur la densité absolue de l'eau à une température de référence normalisée (généralement 4 °C) est la densité relative (d). Comme la densité relative est un rapport de densités, elle n'a aucune dimension. Elle est donc indépendante des unités employées. C'est la «specific gravity» du système impérial.

On mesure la densité relative des liquides à l'aide d'un densimètre. On peut facilement se procurer des densimètres pouvant répondre à des besoins différents. L'échelle du densimètre donne la densité relative en fonction de plusieurs matières de référence; l'eau est la plus courante. Toutefois, il est possible d'en utiliser d'autres dans certaines applications. L'échelle de l'*American Petroleum Institute* (API) sert à spécifier la densité relative des produits pétroliers. L'échelle Baumé est utilisée dans l'industrie alimentaire. L'échelle Brix sert à mesurer la densité relative des mélasses, du miel et des sirops de sucre. Les mesures Baumé, Brix et API sont en degrés.

La densité API est fonction de la densité relative et peut être calculée avec la formule suivante :

$$\text{API} = \frac{141{,}5}{d} - 131{,}5$$

Pour les liquides plus lourds que l'eau :

$$°\text{Baumé} = 145 - \frac{145}{d}$$

Pour les liquides plus légers que l'eau :

$$°\text{Baumé} = \frac{140}{d} - 130$$

Dans les trois équations précédentes, la densité relative est égale au rapport de la densité du liquide sur la densité de l'eau distillée, les deux densités étant mesurées à 42,2 °C. (Perry et Chilton : *Chemical Engineers' Handbook*)

°Brix = densité relative d'une solution renfermant 1 % de sucre

1.5 *Viscosité* La viscosité (μ) est la propriété d'un liquide qui le fait résister aux forces de cisaillement entre particules adjacentes. Cette propriété correspond à la friction interne d'un liquide. Dans le système international, la viscosité est mesurée en pascals-secondes (Pa·s), ce qui équivaut à des kg/(m·s).

Auparavant, avec les unités impériales, la viscosité était mesurée en poises g/(cm·s).

Dans un liquide, la viscosité est proportionnelle à la contrainte divisée par le temps. Cela signifie que la résistance s'opposant aux particules du liquide est d'autant plus élevée que celles-ci se déplacent rapidement.

1.6 *Viscosité cinématique* La viscosité cinématique (v) d'un fluide est égale à la viscosité divisée par la densité. L'unité SI de la viscosité cinématique est le mètre carré par seconde (m^2/s). Cette unité remplace le stoke (cm^2/s), l'ancienne unité impériale.

En pratique, la viscosité absolue est difficile à mesurer directement. Dans la plupart des cas, les scientifiques et les ingénieurs utilisent des méthodes indirectes. Par exemple, la mesure du couple appliqué à un arbre pour le faire tourner à vitesse constante dans un liquide permet de calculer la viscosité absolue. D'ailleurs, il existe pour la plupart des liquides des viscomètres à arbre rotatif, souvent appelés viscomètres Brookfield.

De même, la mesure du temps nécessaire pour qu'un volume donné de liquide traverse un orifice ou un tube sous l'effet de son propre poids permet d'établir la viscosité cinématique. Il existe de nombreux viscomètres, et les procédures de détermination de la viscosité ont été normalisées. Par exemple, D445-74 de l'ASTM donne une procédure d'étalonnage des instruments capillaires en verre au moyen d'un écoulement par gravité.

Par ailleurs, les viscomètres Saybolt (D88-56 de l'ASTM) mesurent les débits d'écoulement sous une pression et une température données d'un liquide traversant un court tube de petit diamètre. La viscosité est alors mesurée comme étant le temps (en secondes) qu'il faut pour que 60 mL de liquide traversent l'orifice. On utilise le viscomètre universel Saybolt pour les liquides de faible et de moyenne viscosité. Pour les liquides plus lourds, on se sert du viscomètre Saybolt Furol, dont l'orifice est plus grand.

Le tableau 1 donne les équivalents approximatifs de diverses unités courantes de viscosité, dont celle du système SI. Le tableau 2 donne la viscosité de plusieurs liquides courants. La publication ASTM D2146-74 renferme un ensemble complet de tableaux de conversion de la viscosité cinématique, de la viscosité universelle Saybolt et de la viscosité Saybolt Furol.

1.7 *Pression de vapeur* Il y a évaporation à la surface d'un liquide jusqu'à ce que la pression dans le volume se trouvant au-dessus de cette surface empêche tout autre échange moléculaire. Cette pression est appelée pression de vapeur saturée (p_v). Comme le taux d'évaporation dépend de la température, la pression de vapeur est fonction de la température du liquide. En fait, une augmentation de la température ou une diminution de la pression entraîne l'ébullition. La pression de vapeur de l'eau varie de 0,61048 kPa à 0 °C à 101,32 kPa à 100 °C.

1.8 *Capacité calorifique* La capacité calorifique (c) est la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré la température d'une masse unitaire de substance. Cette grandeur mesure la capacité qu'ont les substances d'emmagasiner de l'énergie. Dans le système international, la capacité calorifique s'exprime en joules par kilogramme-degré Kelvin, J/(kg·K).

1.9 *Module de volume* Le module de volume (B_m) est un coefficient d'élasticité d'un liquide en fonction de la déformation provoquée par une variation de pression donnée. Autrement dit :

$$B_m = \frac{(p_2 - p_1) \times v_1}{v_1 - v_2}$$

où p_1 = pression initiale
p_2 = pression finale
v_1 = volume initial
v_2 = volume final

1.10 Comportement des liquides

Le comportement des liquides peut être décrit à l'aide de cinq propriétés :

- la pression statique
- la pression manométrique
- la pression absolue
- l'énergie au repos
- l'énergie cinétique

1.11 *Pression statique* En chaque point d'un liquide au repos, une pression s'exerce de façon égale dans toutes les directions. Il s'agit de la pression statique ou tout simplement de la pression. La pression statique ne varie qu'en fonction de l'élévation.

1.12 *Pression manométrique* La différence entre la pression d'un liquide donné et la pression atmosphérique est dite pression manométrique.

1.13 *Pression absolue* La pression absolue est égale à la pression manométrique plus la pression atmosphérique. Dans le cas d'un fluide homogène exposé à la pression atmosphérique, la pression absolue s'exprime de la façon suivante :

Tableau 1 Comparaisons entre les viscosités

Viscosité cinématique		Viscosité absolue (Pa·s)						
	Secondes universelles saybolt (SUS)	Densité relative						
m^2/s		0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
$2{,}10 \times 10^{-2}$	10×10^4	16,8	18,9	21,0	23,1	25,2	27,3	29,4
$1{,}89 \times 10^{-2}$	9×10^4	15,1	17,0	18,9	20,8	22,7	24,6	26,4
$1{,}68 \times 10^{-2}$	8×10^4	13,4	15,1	16,8	18,5	20,2	21,8	23,5
$1{,}47 \times 10^{-2}$	7×10^4	11,7	13,2	14,7	16,2	17,6	19,1	20,6
$1{,}26 \times 10^{-2}$	6×10^4	10,1	11,3	12,6	13,9	15,1	16,5	17,6
$1{,}05 \times 10^{-2}$	$4{,}0 \times 10^4$	8,40	9,45	10,5	11,6	12,6	13,7	14,7
$9{,}45 \times 10^{-3}$	$4{,}5 \times 10^4$	7,56	8,50	9,45	10,4	11,4	12,3	13,2
$8{,}50 \times 10^{-3}$	$4{,}0 \times 10^4$	6,80	7,65	8,50	9,35	10,2	11,1	11,9
$7{,}35 \times 10^{-3}$	$3{,}5 \times 10^4$	5,88	6,62	7,35	8,09	8,83	9,56	10,3
$6{,}30 \times 10^{-3}$	$3{,}0 \times 10^4$	5,04	5,67	6,30	6,94	7,56	8,20	8,83
$5{,}25 \times 10^{-3}$	$2{,}5 \times 10^4$	4,20	4,72	5,25	5,78	6,30	6,83	7,35
$4{,}25 \times 10^{-3}$	$2{,}0 \times 10^4$	3,40	3,82	4,25	4,68	5,10	5,53	5,95
$3{,}15 \times 10^{-3}$	$1{,}5 \times 10^4$	2,52	2,84	3,15	3,46	3,78	4,09	4,41
$2{,}20 \times 10^{-3}$	$1{,}0 \times 10^4$	1,76	1,98	2,20	2,42	2,64	2,86	3,08
$1{,}95 \times 10^{-3}$	9×10^3	1,56	1,75	1,95	2,15	2,34	2,53	2,73
$1{,}70 \times 10^{-3}$	8×10^3	1,36	1,53	1,70	1,87	2,04	2,21	2,38
$1{,}50 \times 10^{-3}$	7×10^3	1,20	1,35	1,50	1,65	1,80	1,95	2,10
$1{,}30 \times 10^{-3}$	6×10^3	1,04	1,17	1,30	1,43	1,56	1,69	1,82
$1{,}05 \times 10^{-3}$	5×10^3	0,840	0,945	1,05	1,15	1,26	1,37	1,47
$8{,}50 \times 10^{-4}$	4×10^3	0,680	0,765	0,850	0,935	1,02	1,10	1,19
$6{,}30 \times 10^{-4}$	3×10^3	0,505	0,567	0,630	0,694	0,756	0,820	0,883
$4{,}20 \times 10^{-4}$	2×10^3	0,336	0,378	0,420	0,462	0,504	0,546	0,588
$2{,}20 \times 10^{-4}$	1×10^3	0,176	0,198	0,220	0,242	0,264	0,286	0,308
$1{,}95 \times 10^{-4}$	9×10^2	0,156	0,175	0,195	0,214	0,234	0,253	0,273
$1{,}70 \times 10^{-4}$	8×10^2	0,136	0,153	0,170	0,187	0,204	0,221	0,238
$1{,}50 \times 10^{-4}$	7×10^2	0,120	0,135	0,150	0,165	0,180	0,195	0,210
$1{,}30 \times 10^{-4}$	6×10^2	0,104	0,117	0,130	0,143	0,156	0,169	0,182
$1{,}05 \times 10^{-4}$	5×10^2	0,084	0,094	0,105	0,109	0,126	0,136	0,147
$8{,}50 \times 10^{-5}$	4×10^2	0,086	0,077	0,085	0,094	0,102	0,111	0,119
$6{,}30 \times 10^{-5}$	3×10^2	0,050	0,057	0,063	0,069	0,076	0,083	0,088
$4{,}20 \times 10^{-5}$	2×10^2	0,034	0,038	0,042	0,046	0,050	0,055	0,059
$2{,}20 \times 10^{-5}$	1×10^2	0,018	0,020	0,022	0,024	0,026	0,029	0,031
$1{,}90 \times 10^{-5}$	90	0,015	0,017	0,019	0,021	0,023	0,025	0,027
$1{,}70 \times 10^{-5}$	80	0,014	0,015	0,017	0,019	0,020	0,022	0,024
$1{,}50 \times 10^{-5}$	70	0,012	0,014	0,015	0,017	0,018	0,020	0,021
$1{,}0 \times 10^{-5}$	60	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014
$7{,}4 \times 10^{-6}$	50	0,006	0,006	0,007	0,008	0,008	0,009	0,010
$4{,}2 \times 10^{-6}$	40	0,003	0,004	0,004	0,004	0,005	0,005	0,006
$1{,}2 \times 10^{-6}$	30	0,001	0,001	0,001	0,001	0,002	0,002	0,002

Tableau 2 Densité relative et viscosité des liquides

Matière	Température (°C)	Densité relative	Viscosité (Pa·s)
Eau	0	1,000	$1,79 \times 10^{-3}$
	20	0,998	$1,00 \times 10^{-3}$
	50	0,987	$5,49 \times 10^{-4}$
Sucrose			
20 %	0	1,086	$3,82 \times 10^{-3}$
	20	1,082	$1,92 \times 10^{-3}$
	80	1,055	$5,92 \times 10^{-4}$
60 %	20	1,289	$6,02 \times 10^{-2}$
	80	1,252	$5,42 \times 10^{-3}$
Huile de graissage			
SAE 10	15	0,900	$1,00 \times 10^{-1}$
	65	0,870	$1,00 \times 10^{-2}$
SAE 30	15	0,900	$4,00 \times 10^{-1}$
	65	0,870	$2,70 \times 10^{-2}$
$CaCl_2$			
23 %	0	1,220	$3,60 \times 10^{-3}$
	–20	1,220	$5,91 \times 10^{-3}$
29 %	–30	1,280	$1,08 \times 10^{-2}$
Mélasses lourdes et foncées	20	1,400	6,60
	40	1,370	1,87
	50	1,13	$9,20 \times 10^{-1}$
Huile de soja	30	0,92	$4,06 \times 10^{-2}$
Huile d'olive	20	0,92	$8,40 \times 10^{-2}$
Graines de colza	15	0,91	$1,18 \times 10^{-1}$
Lait			
entier	0	1,04	$4,28 \times 10^{-3}$
	20	1,03	$2,12 \times 10^{-3}$
écrémé	25	1,04	$1,37 \times 10^{-3}$
Crème			
20 %	3	1,01	$6,20 \times 10^{-3}$
30 %	3	1,00	$1,38 \times 10^{-3}$

$$p_{abs} = p_a + H \times \rho \times g$$

où p_{abs} = pression absolue (Pa)

p_a = pression atmosphérique (Pa)

ρ = densité du fluide (kg/m³)

H = hauteur du liquide au-dessus du point où la pression est mesurée (m)

g = constante de gravité = 9,81 m/s²

La hauteur du liquide est mesurée en unités de longueur et est souvent appelée charge statique.

1.14 *Énergie au repos* L'énergie d'un liquide au repos se compose de l'énergie potentielle due à l'élévation, de l'énergie potentielle indiquée par la pression manométrique et de l'énergie élastique. Toutefois, dans la plupart des applications agricoles, on supposera qu'il n'y a aucune énergie élastique, car les pressions sont relativement faibles et la plupart des liquides utilisés sont incompressibles.

1.15 *Énergie cinétique* Dans le cas d'un liquide en mouvement, il faut tenir compte de l'énergie cinétique. Supposons que l'énergie interne reste la même et qu'il n'y ait aucun échange d'énergie entre le système et l'extérieur. Comme l'énergie totale doit rester constante :

$$C = \frac{V^2}{2g} + H + \frac{p}{\gamma}$$

où C = constante

V = vitesse

H = charge

p = pression

γ = poids spécifique

Cette équation suppose qu'il n'y a aucun transfert d'énergie entre le liquide et l'extérieur. Toutefois, en pratique, l'énergie totale emmagasinée par le liquide peut varier.

- De la chaleur peut être échangée entre le liquide et l'extérieur.
- Le fluide qui circule peut dissiper de l'énergie (énergie de dissipation, W_s), qui s'échappe vers l'extérieur, où elle est perdue.
- Des pertes par friction (F) se produisent entre la matière en mouvement et l'extérieur.

L'équation suivante, appelée équation de Bernoulli, exprime la variation d'énergie entre deux points d'un système. On a supposé qu'il n'y avait aucune variation de densité ni aucun transfert de chaleur.

$$\frac{V_1^2}{2g} + H_1 + \frac{p_1^2}{\gamma} = \frac{V_2^2}{2g} + H_2 + \frac{p_2}{\gamma} + F + W_s$$

où V_1 = vitesse initiale

V_2 = vitesse finale

H_1 = charge initiale

H_2 = charge finale

p_1 = pression initiale

p_2 = pression finale

γ = poids spécifique

F = friction

W_s = énergie de dissipation

2 PROPRIÉTÉS DES TUBES ET DES TUYAUX

2.1 Caractéristiques générales

Choisissez les matières des tuyaux en fonction des exigences établies par les codes et les normes d'organismes tels que l'Association canadienne de normalisation (ACNOR) et l'*American Society of Testing Materials* (ASTM).

Dans la plupart des applications agricoles, on utilise une gamme étendue de matériaux pour fabriquer les tubes, de façon à satisfaire aux exigences des normes. En dernier ressort, la sélection est fondée sur la sécurité, la durabilité et le coût.

2.2 Tubes et tuyaux en acier

Le tube ACNOR 63, également désigné par l'appellation ASTM A120, est considéré comme étant le tube d'acier de base. Il est offert en métal noir ou en métal galvanisé dans trois épaisseurs de parois. Les dimensions sont indiquées au tableau 3.

Utilisez ce tube de base pour réaliser les canalisations de vapeur, d'eau, de gaz et d'air, ainsi que les installations sanitaires, les réseaux d'extincteurs automatiques et les installations de chauffage et de conditionnement de l'air. Ne l'employez pas toutefois dans le cas des liquides inflammables ou toxiques. De même, n'employez pas le tube ASTM A120 pour fabriquer des enroulements ou lorsque la canalisation doit être cintrée; utilisez plutôt le tube ASTM A53.

Le tube ASTM A120 résiste à une pression maximale de 0,85 MPa et peut être exposé à des températures atteignant 205 °C. Lorsque la canalisation est soumise à des pressions internes élevées, on pose des tubes en acier pour systèmes hydrauliques, échangeurs de chaleur, condenseurs ou chaudières. Ces tubes sont offerts dans une gamme étendue de diamètres extérieurs (6 à 203 mm) et d'épaisseurs de paroi (0,89 à 8,13 mm). Les données sur les tailles disponibles comprises entre 3,18 et 50,80 mm figurent au tableau 4.

2.3 Tubes en cuivre

Les tubes en cuivre conviennent pour la plomberie et le transport des fluides, et sont disponibles en trois séries d'épaisseurs de paroi, désignées par les lettres K, L et M (tableau 5). Les tubes de la série K sont robustes et servent à réaliser les conduites d'aspiration des pompes et les canalisations enterrées. Les tubes de la série L ont un poids standard et conviennent à l'intérieur des bâtiments.

Les tubes de types K et L sont offerts en cuivre recuit (doux) et en cuivre étiré à froid (dur). Utilisez des tubes trempés de types K et L pour les canalisations découvertes posées à l'intérieur des immeubles. En effet, ces tubes nécessitent beaucoup moins de supports que les tubes en cuivre doux. Pour les canalisations enterrées, utilisez des tubes plus lourds de type K.

Les tubes de la série M sont légers et ne conviennent que dans les murs à l'intérieur des bâtiments. Les tubes de la série M sont offerts en cuivre trempé, mais n'en doivent pas moins être protégés physiquement.

Utilisez l'expression suivante pour calculer la pression de service maximale d'un tube en cuivre.

$$p_w = 2 S_t \, t \, / \, D_i F_s$$

où
- S_t = résistance à la traction (MPa) = 207 MPa pour le cuivre
- t = épaisseur de la paroi du tube (mm)
- D_i = diamètre intérieur (mm)
- F_s = facteur de sécurité, généralement 6.

2.4 Tubes en aluminium

Le document ASAE S263.2, publié dans l'ouvrage *American Society of Agricultural Engineers Year Book*, renferme des données sur les normes minimales visant les canalisations d'irrigation en aluminium. En particulier, il indique les exigences minimales pour les canalisations dont les diamètres extérieurs sont de 51, 76, 102, 127, 152, 178, 203, 229, 254, 279, 305 et 356 mm.

À cause des relations entre l'épaisseur de la paroi, le diamètre et les propriétés mécaniques de l'aluminium, l'épaisseur de la paroi des tubes en aluminium n'est généralement pas indiquée lors de la conception d'un système. Il faut plutôt :

- prévenir les risques de bossellement
- se protéger contre les déformations ou le fléchissement
- s'assurer que les canalisations résistent aux couples excessifs

Tableau 3 Dimensions des tubes en acier et numéros des catégories

Taille nominale (po)	Diamètre extérieur (po)	Diamètre extérieur (mm)	Épaisseur de la paroi (po)	Épaisseur de la paroi (mm)	Classe de poids*	Numéro de catégorie
0,13	0,405	10,3	0,068	1,7	STD	40
			0,095	2,4	XS	80
0,25	0,540	13,7	0,088	2,2	STD	40
			0,119	3,0	XS	80
0,38	0,675	17,1	0,091	2,3	STD	40
			0,126	3,2	XS	80
0,50	0,840	21,3	0,109	2,8	STD	40
			0,147	3,7	XS	80
			0,188	4,8		160
			0,294	7,5	XXS	
0,75	1,050	26,7	0,113	2,9	STD	40
			0,154	3,9	XS	80
			0,219	5,6		160
			0,308	7,8	XXS	
1,00	1,315	33,4	0,133	3,4	STD	40
			0,179	4,5	XS	80
			0,250	6,4		160
			0,358	9,1	XXS	
1,25	1,660	42,2	0,140	3,6	STD	40
			0,191	4,9	XS	80
			0,250	6,4		160
			0,382	9,7	XXS	
1,50	1,900	48,3	0,145	3,7	STD	40
			0,200	5,1	XS	80
			0,281	7,1		160
			0,400	10,2	XXS	
2,00	2,375	60,3	0,154	3,9	STD	40
			0,218	5,5	XS	80
			0,344	8,7		160
			0,436	11,1	XXS	
2,50	2,875	73,0	0,203	5,2	STD	40
			0,276	7,0	XS	80
			0,375	9,5		160
			0,552	14,0	XXS	
3,00	3,500	88,9	0,216	5,5	STD	40
			0,300	7,6	XS	80
			0,438	11,1		160
			0,600	15,2	XXS	
3,50	4,000	101,6	0,226	5,7	STD	40
			0,318	8,1	XS	80
4,00	4,500	114,3	0,237	6,0	STD	40
			0,337	8,6	XS	80
			0,438	11,1		120
			0,531	13,5		160
			0,674	17,1	XXS	
5,00	5,563	141,3	0,258	6,6	STD	40
			0,375	9,5	XS	80
			0,500	12,7		120
			0,625	15,9		160
			0,750	19,1	XXS	

(suite)

Tableau 3 Dimensions des tubes en acier et numéros des catégories (*fin*)

Taille nominale (po)	Diamètre extérieur (po)	Diamètre extérieur (mm)	Épaisseur de la paroi (po)	Épaisseur de la paroi (mm)	Classe de poids*	Numéro de catégorie
6,00	6,625	168,3	0,280	7,1	STD	40
			0,432	11,0	XS	80
			0,562	14,3		120
			0,719	18,3		160
			0,864	21,9	XXS	
8,00	8,625	219,1	0,250	6,4		20
			0,277	7,0		30
			0,322	8,2	STD	40
			0,406	10,3		60
			0,500	12,7	XS	80
			0,594	15,1		100
			0,719	18,3		120
			0,812	20,6		140
			0,875	22,2	XXS	
			0,906	23,0		160
10,00	10,750	273,1	0,250	6,4		20
			0,307	7,8		30
			0,365	9,3	STD	40
			0,500	12,7	XS	60
			0,594	15,1		80
			0,719	18,3		100
			0,844	21,4		120
			1,000	25,4	XXS	140
			1,125	28,6		160
12,00	12,750	323,9	0,250	6,4		20
			0,330	8,4		30
			0,375	9,5	STD	
			0,406	10,3		40
			0,500	12,7	XS	
			0,562	14,3		60
			0,688	17,5		80
			0,844	21,4		100
			1,000	25,4	XXS	120
			1,125	28,6		140
			1,312	33,3		160

*STD = standard; XS = robuste; XXS = extra-robuste.

Source : Association canadienne de normalisation ACNOR Z245.1-M1982.

Pour éviter le bossellement durant la manutention, indiquez que les tubes doivent avoir un facteur de bossellement égal ou supérieur aux facteurs figurant dans le tableau 6. Calculez le facteur de bossellement (F_d) à l'aide de l'équation suivante :

$$F_d = S_y t^2 / 1000$$

où S_y = limite élastique nominale (MPa) (tableau 7)

t = épaisseur de la paroi (mm)

Lorsque le tube est rempli d'eau avec une pression nulle, il doit pouvoir être supporté en deux points distants de 9,1 m, tout comme une poutre simple, sans déformation permanente ni fléchissement local. Les contraintes (σ_b) de flexion de la canalisation en aluminium ne doivent pas être supérieures à la plus petite des deux valeurs suivantes :

σ_b = 90 % de la limite élastique nominale

ou

$$\sigma_b = 1{,}57 S_y - \frac{1{,}7\, S_y^2}{68\,947} \times \frac{D_o}{t}$$

où σ_b = contrainte de flexion

S_y = limite élastique nominale (MPa)

D_o = diamètre extérieur (mm)

t = épaisseur de la paroi (mm)

Tableau 4 Pression nominale des tubes hydrauliques (conversion SI à partir de SAE J1065)

Diamètre nominal extérieur du tube		Épaisseur nominale de la paroi du tube	Pression de référence
(po)	(mm)	(mm)	(kPa)
0,13	3,18	0,71	38 600
		0,89	48 200
0,19	4,78	0,71	25 800
		0,89	32 000
0,25	6,35	0,71	19 300
		0,89	24 100
		1,24	33 800
		1,65	44 800
0,31	7,92	0,71	15 500
		0,89	19 300
		1,24	26 900
		1,65	35 800
0,38	9,52	0,71	12 700
		0,89	16 200
		1,24	22 400
		1,65	30 000
0,50	12,70	0,89	12 000
		1,24	16 900
		1,65	22 400
		2,11	28 600
0,63	15,88	0,89	9 600
		1,24	13 400
		1,65	17 900
		2,11	22 700
		2,41	26 200
0,75	19,05	0,89	7 900
		1,24	11 300
		1,65	14 800
		2,11	18 900
		2,41	21 700
		2,77	25 100
0,88	22,22	0,89	6 900
		1,24	9 600
		1,65	12 700
		2,11	16 200
		2,41	18 600
		2,77	21 300
1,00	25,40	0,89	6 000
		1,24	8 200
		1,65	11 000
		2,11	14 100
		2,41	16 200
		2,77	18 600
		3,05	20 700

(suite)

Tableau 4 (*fin*)

Diamètre nominal extérieur du tube		Épaisseur nominale de la paroi du tube	Pression de référence
(po)	(mm)	(mm)	(kPa)
1,13	28,58	1,24	7 600
		1,65	10 000
		2,11	12 700
		2,41	14 500
		2,77	16 500
		3,05	18 300
1,25	31,75	1,24	6 900
		1,65	8 900
		2,11	11 400
		2,41	13 100
		2,77	15 100
		3,05	16 500
1,50	38,10	1,65	7 600
		2,11	9 600
		2,41	11 000
		2,77	12 406
		3,05	13 800
1,75	44,45	1,65	6 400
		2,11	8 300
		2,41	9 300
		2,77	10 700
		3,05	11 700
2,00	50,8	1,65	5 500
		2,11	7 200
		2,41	8 300
		2,77	9 300
		3,05	10 300
		3,40	11 400

La contrainte de flexion est donnée par la formule suivante :

$$\sigma_b = M / \sigma_w$$

où

$M = W L^2 / 8$ (moment maximal)

W = charge totale par mètre de longueur (kN/m)

L = longueur du tube (m)

$$\sigma_w = \frac{2\pi(D_o^4 - D_i^4)}{32 D_o}$$

D_o = diamètre extérieur (mm)

D_i = diamètre intérieur (mm)

σ_w = contrainte de service (tableau 7)

Tableau 5 Dimensions, poids et diamètres des tubes standards en cuivre pour l'eau

Taille standard (mm)	Diamètre nominal extérieur du tube (mm)	Épaisseur nominale de la paroi du tube (mm)			Poids théorique (kg/m)		
		type K	type L	type M	type K	type L	type M
6,4	9,525	0,889	0,762	*	0,22	0,19	*
9,5	12,700	1,245	0,889	0,635	0,40	0,29	0,22
12,7	15,875	1,245	1,016	0,711	0,51	0,42	0,30
15,9	19,050	1,245	1,067	*	0,62	0,54	*
19,0	22,225	1,651	1,143	0,813	0,95	0,68	0,49
25,4	28,575	1,651	1,270	0,889	1,25	0,97	0,69
31,8	34,925	1,651	1,397	1,067	1,55	1,32	1,01
38,1	41,275	1,829	1,524	1,245	2,02	1,70	1,40
50,4	53,975	2,108	1,778	1,473	3,06	2,60	2,17
63,5	66,675	2,413	2,032	1,651	4,36	3,69	3,02
76,2	79,375	2,769	2,286	1,829	5,95	4,96	3,99
88,9	92,075	3,048	2,540	2,108	7,62	6,38	5,33
101,6	104,775	3,404	2,794	2,413	9,69	8,01	6,93
127,0	130,175	4,064	3,175	2,769	14,39	11,32	9,91
152,4	155,575	4,877	3,556	3,099	20,54	15,2	13,27

* Pas de données.

Source : *désignation ASTM B88-81 (conversion SI).*

Tableau 6 Facteurs de bossellement

Diamètre extérieur (mm)	Facteur de bossellement (kN)
51,0	0,27
76,0	0,27
102,0	0,27
127,0	0,30
152,0	0,37
178,0	0,47
203,0	0,59
229,0	0,75
254,0	0,92

Facteur de bossellement = $S_y(t)^2/1000$.

Si l'on utilise des équipements mécaniques pour transporter les tuyaux d'un emplacement à un autre (p. ex., systèmes d'irrigation), il faut prévoir un facteur de sécurité de 2 lors de la conception afin de protéger les tuyaux contre les couples excessifs. Calculez la résistance à la torsion (T) des tubes en aluminium à l'aide de l'équation suivante :

$$T = 79\,290\,K \cdot D_0^{0,5} \cdot t^{2,5}$$

où K = facteur de rigidité
= 1 pour les tubes extrudés ou soudés
D_0 = diamètre extérieur (mm)
t = épaisseur de la paroi (mm)

Tableau 7 Limite élastique minimale et contrainte de service maximale pour les tubes en alliage d'aluminium à la température de la pièce

Désignation de la résistance de l'aluminium série ACNOR HA	Limite d'élasticité (MPa)	Contrainte de service admissible maximale (MPa)	
		sans soudage	soudage à l'arc
3003-H112	34,5	21,0	21,0
6063-T6C	151,7	61,0	39,0
6061-T4	110,3	59,0	55,0
6061-T6	241,3	86,0	55,0
6351-T4A	144,8	80,0	55,0
6351-T6	255,1	96,0	55,0
5083-H111	165,5	91,0	78,0
5083-H321	213,7	100,0	78,0

Source : *Association canadienne de normalisation ACNOR 169-M1978.*

Le module d'élasticité de l'aluminium est 79 290 N/mm^2.

Déterminez la pression d'éclatement théorique du tube à l'aide de la formule :

$$p = 2\sigma_w \times t / D_o$$

où p = pression d'éclatement (MPa)

t = épaisseur de la paroi (mm)

D_o = diamètre extérieur (mm)

La pression de service des canalisations d'irrigation ne doit pas être supérieure à 1,034 MPa. Étant donné cette pression de service maximale, les tubes conformes à la norme ASAE doivent être capables de résister pendant 2 min sans fuir à une pression hydrostatique de 3,102 MPa.

2.5 Tubes et tuyaux en plastique

La plupart des tubes en plastique à usage domestique ou agricole sont fabriqués dans une des matières suivantes :

- Acrylonitrile–butadiène–styrène
- Polybutylène
- Polyéthylène
- Chlorure de polyvinyle
- Chlorure de polyvinyle chloré

L'acrylonitrile–butadiène–styrène (ABS) sert à fabriquer des tubes semi-rigides dont la pression nominale est comprise entre 550 et 1100 kPa. Ces tubes conviennent pour les conduits d'égout.

Le polybutylène (PB) est utile pour la fabrication des tubes destinés aux canalisations d'eau potable froide ou chaude. Le tube en PB a une pression nominale de 1030 kPa. Vérifiez les données du fabricant pour déterminer la résistance et la température maximales avant d'installer ces tubes. En outre, consultez les codes locaux de plomberie pour déterminer s'ils sont acceptables.

Le polyéthylène (PE) sert à fabriquer des tubes souples ou semi-rigides employés généralement dans les canalisations d'eau froide, car sa résistance diminue à mesure que la température augmente. On utilise également les tubes en PE pour les canalisations de chauffage par eau chaude encastrées dans les planchers en béton, car normalement la température ne dépasse pas 38 °C. Ces tubes ont une pression nominale comprise entre 550 et 1100 kPa.

Le chlorure de polyvinyle (PVC) sert à fabriquer des tubes rigides ayant une pression nominale comprise entre 340 et 2170 kPa. On emploie le PVC pour l'eau froide seulement, dans des applications telles que les canalisations d'eau froide et les tuyaux d'écoulement des résidences ou les installations permanentes d'irrigation. Dans le cas des systèmes sous pression, le tube doit avoir au moins une pression nominale de 550 kPa. Les tubes en PVC sont assemblés à l'aide de raccords et de solvants.

Le chlorure de polyvinyle chloré (CPVC) est une matière semblable au PVC, mais convient mieux pour le transport des liquides dont la température est supérieure de 22 à 33 °C à la limite admise des autres plastiques de vinyle. On utilise donc le CPVC pour les canalisations d'eau chaude ou d'eau froide.

Si vous voulez évaluer la matière utilisée pour fabriquer un tube en plastique, reportez-vous aux normes ACNOR suivantes :

- Norme ACNOR B181.1-1973 Tuyaux et raccords d'évacuation ou de ventilation en ABS.
- ACNOR B137.8-M1977 Tuyaux en polybutylène (PB) pour systèmes de distribution d'eau froide et chaude.
- ACNOR B137.1-M1983 Tuyaux, tubes et raccords en polyéthylène pour réseau de distribution d'eau froide.
- ACNOR B137.3-M1981 Tuyaux en chlorure de polyvényle (PVC) pour canalisations sous pression.
- ACNOR B137.6-M1983 Tuyaux, tubes et raccords en chlorure de polyvinyle chloré (CPCV) pour réseau de distribution d'eau chaude et d'eau froide.

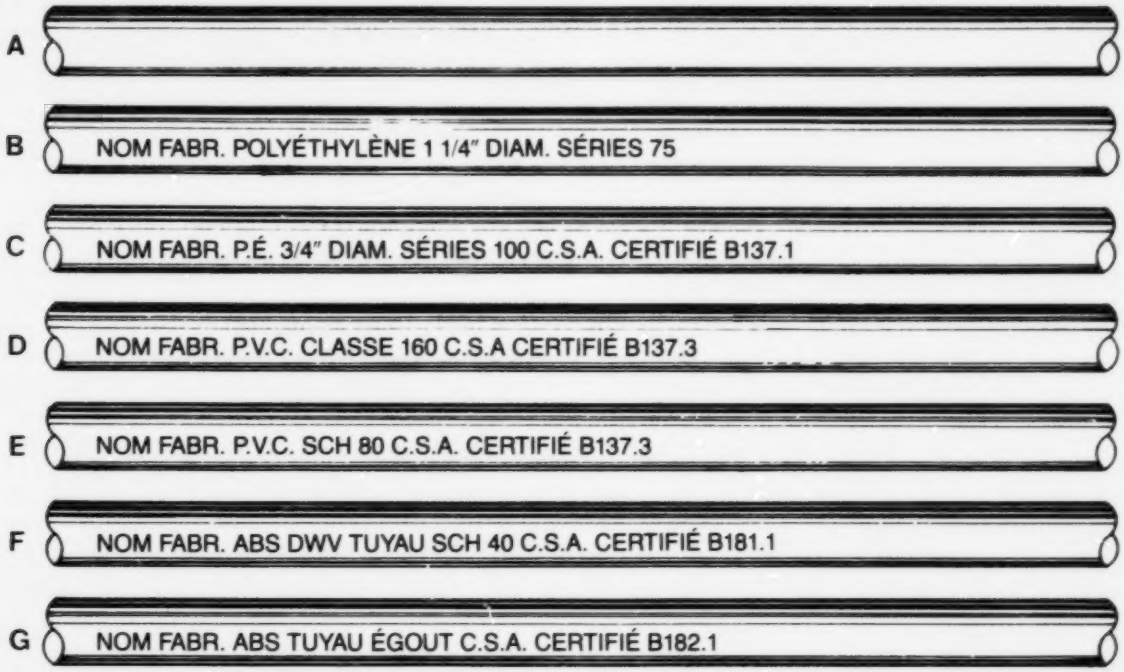
2.6 Utilisation de tubes en plastique dans les systèmes sous pression

Recherchez les informations suivantes dans le cas des canalisations sous pression :

- abréviation du nom de la matière
- type et qualité, définis dans la norme ACNOR appropriée
- contrainte hydrostatique nominale recommandée pour l'eau à 23 °C

Par exemple, PVC 1220 désigne un tube en PVC de type 1, de qualité 2, défini dans la norme ASTM D 1784 et pour lequel la contrainte hydrostatique nominale recommandée est de 13,8 MPa (2000 lb/po^2). Les codes d'identification des tubes sont illustrés à la figure 1.

Dans les systèmes qui comportent des tuyaux renfermant des liquides sous pression, on n'utilise que des tubes en plastique destinés au service sous pression. La pression nominale est la pression interne maximale estimée que le



A Aucun codage. Il s'agit d'un tube utilitaire employé dans les applications résidentielles et agricoles. Il n'est peut-être pas fabriqué conformément aux exigences des normes de l'ACNOR et ne devrait pas être utilisé dans les applications haute pression. On recommande qu'il ne soit pas enterré ni installé en un emplacement non accessible.

B Il s'agit d'un tube en polyéthylène ayant les dimensions des tubes ACNOR de la série 75, mais il n'est pas certifié ACNOR.

C Tube en polyéthylène ayant les dimensions et la pression nominale de la série 100 de l'ACNOR.

D Tube en chlorure de polyvinyle ayant la pression nominale et les dimensions des tubes de la classe 160 de l'ACNOR.

E Tube en PVC (rigide) ayant la pression nominale et les dimensions des tubes de la catégorie 40 de l'ACNOR.

F Tube ABS de la catégorie 40 utilisé en tant que tuyau d'évacuation, de drainage ou de ventilation. Aucune pression nominale n'est donnée pour ce tube.

G Ce tube est fabriqué en ABS et il convient à la construction des égouts. Il en existe un modèle comportant des perforations, qui peut être utilisé dans les champs d'évacuation des eaux usées.

Fig. 1 Codage d'identification des tubes en plastique
Source : Agriculture Canada.

tuyau peut supporter sans faire défaut. Le tuyau doit être suffisamment solide pour résister à la pression statique et aux surpressions.

Les fabricants classifient les tuyaux en fonction de la pression nominale à l'aide des systèmes suivants :

- Catégorie
- Classe, série ou système SDR

2.7 *Catégorie* Dans ce système, les tubes en plastique sont classés en trois catégories : 40, 80 et 120. Cette désignation est semblable à celle employée pour les tubes en fer, dont le diamètre extérieur et l'épaisseur de la paroi sont fixés par les spécifications. Pour chaque taille de l'une des catégories, on recommande une pression de service qui dépend des dimensions du tube et de la résistance nominale de la matière ayant servi à le fabriquer. En général, les tubes utilisés dans les applications industrielles sont classifiés à l'aide de ce système.

Les tableaux 8 et 9 indiquent les pressions nominales des tubes en PVC classés par catégories.

2.8 *Classe, série ou système SDR* Dans ce système, les tubes en plastique sont classés selon la pression de service. Chaque tube faisant partie d'une classe ou d'une série donnée a la même pression nominale. Les tubes sont groupés en fonction du rapport dimensionnel standard (SDR).

$$SDR = \frac{\text{diamètre extérieur}}{\text{épaisseur de la paroi}}$$

Tableau 8 Épaisseur minimale et maximale des parois par catégorie

Diamètre nominal (po)	Épaisseur de la paroi (mm)			
	Catégorie 40		Catégorie 80	
	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum
0,12	–	–	2,40	2,92
0,25	2,24	2,74	3,02	3,54
0,38	2,30	2,82	3,20	3,70
0,50	2,76	3,28	3,72	4,24
0,75	2,86	3,38	3,90	4,42
1,00	3,38	3,88	4,54	5,08
1,25	3,56	4,06	4,84	5,44
1,50	3,68	4,20	5,08	5,68
2,00	3,90	4,42	5,54	6,20
2,50	5,16	5,76	7,00	7,84
3,00	5,48	6,14	7,62	8,54
3,50	5,74	6,42	8,08	9,04
4,00	6,02	6,72	8,56	9,58
5,00	6,54	7,34	9,52	10,66
6,00	7,10	7,98	10,96	12,30
8,00	8,18	9,16	12,70	14,22
10,00	9,26	10,38	15,06	16,86
12,00	10,30	11,56	17,44	19,54

Source : *Association canadienne de normalisation ACNOR B137.3-M1981.*

Les tubes classés en fonction de la pression selon le système SDR sont désignés à l'aide de l'appellation série ou classe *XXX*, où *XXX* est un nombre de deux ou trois chiffres représentant la pression nominale exprimée en livres par pouce carré pour de l'eau à 23 °C. À des températures supérieures à 23 °C, les fibres des tuyaux en plastique perdent une partie de leur résistance et ne sont plus capables de résister à des pressions très élevées. Le tableau 10 montre comment la pression de service varie en fonction de la température.

Les numéros de série ou de classe courants des tubes en plastique sont 50, 75, 100, 125, 160 et 200. La classe ou série d'un tube dépend de la matière de ce tube et de l'épaisseur de sa paroi. Pour cette raison, des tubes ayant le même rapport dimensionnel standard et fabriqués avec des matières différentes ne font pas forcément partie de la même série ou classe.

Prenons comme exemple un tube en PVC de 50,8 mm, de type 1 et de la série 160 :

D_o = 60,325 mm
t = 2,311 mm
SDR = 60,325/2,311
= 26
p_m = 160 lb/po²
= 1100 kPa

où D_o = diamètre extérieur
t = épaisseur de la paroi
p_m = pression de service maximale

D'autres exemples sont donnés au tableau 11.

Tableau 9 Pression nominale pour les tuyaux en PVC

Diamètre nominal (mm)	Pression nominale (kPa) PVC 12454	
	Catégorie 40	Catégorie 80
3,2	5580	8480
6,4	5380	7800
9,5	4270	6340
12,7	4140	5860
19,1	3300	4760
25,0	3100	4340
32,0	2550	3590
38,0	2280	3240
50,0	1930	2760
65,0	2070	2900
75,0	1790	2550
90,0	1650	2410
100,0	1520	2210
125,0	1310	2000
150,0	1240	1930
200,0	1100	1720
250,0	970	1590
300,0	900	1590

Source : *Association canadienne de normalisation ACNOR B137.3-M1981.*

Tableau 10 Réduction de la pression de service pour les tuyaux en plastique transportant des matières dont la température est supérieure à 23 °C

Température (°C)	Pourcentage de la pression de service à 23 °C
23	100
25	95
30	83
35	72
40	60
45	47
50	36
55	24
60	13

Tableau 11 Pression nominale pour les tubes SDR

Rapport dimensionnel	Pression nominale (kPa) PVC 12454
41,0	690
32,5	860
26,0	1100
21,0	1380
17,0	1720

Source : *Association canadienne de normalisation ACNOR B137.3-M1981.*

2.9 Utilisations générales des tubes en plastique

Utilisez les tubes et les tuyaux en plastique pour lesquels aucune pression nominale n'est fournie pour fabriquer des conduits électriques, des conduits de vidange, des canalisations d'égout et des tuyaux de ventilation. Certains fabricants de tubes fabriquent un tube utilitaire. Bien que ce tube ne soit pas approuvé par l'ACNOR, il convient aux petites applications d'évacuation d'eau, à condition que la canalisation soit installée au-dessus du sol. Dans le cas des canalisations enterrées ou dans celui d'autres applications majeures, utilisez seulement des tubes approuvés par l'ACNOR, ayant la pression nominale appropriée. Le tableau 12 donne une liste de certaines applications courantes et des types de tubes conseillés pour chacune d'entre elles.

2.10 Raccords des tubes en plastique

Les fabricants et les distributeurs de tubes offrent un grand nombre de raccords standards dont les suivants :

- raccord fileté standard désigné à l'aide des mêmes tailles et du même système de filetage que les tuyaux classés par catégories
- raccords s'emboîtant avec colliers de serrage
- raccords à tulipe dans lesquels le tube glisse et est collé
- raccords soudés sur place aux tubes thermoplastiques à l'aide d'un gaz inerte chaud
- joints brevetés

Dans le cas des joints brevetés, une tulipe dotée d'une rondelle étanche est réalisée à l'extrémité de chacun des tubes lors de la fabrication. L'autre extrémité du tube, généralement en forme de biseau, est introduite dans la tulipe. On réalise ainsi des joints souples, pouvant être rapidement assemblés à n'importe quelle température.

Tableau 12 Applications pour les tuyaux en plastique

Application	Type de tuyaux	Remarques
Réseau d'eau froide	PE (flexible) PVC (rigide) CPVC	Tuyau sous pression nominale appropriée
Eau chaude	PB 21 PVC CPVC	Tuyau sous pression nominale appropriée
Conduites de pompe	PE (flexible) PVC (rigide)	Classe 160 ou 200 ou catégorie 40. Lorsqu'on l'utilise avec une pompe immergée, il faut employer un anti-distorsion.
Conduites d'égout	PE (flexible) PVC (rigide)	Tuyau solide ou perforé
Tuyau de drainage ou ventilation	tuyau ABS DWV	
Conduites souterraines de drainage	PE (flexible et ondulé PVC (rigide) ABS (rigide)	Solide ou perforé Solide ou perforé Solide ou perforé
Conduit	PVC (rigide) Catégorie 40 (rigide)	UL approuvé Non sous pression nominale appropriée
Produits chimiques, pétroliers etc.	Consulter le frabricant de tuyaux pour obtenir les recommandations	

3 FRICTION DES FLUIDES DANS LES CANALISATIONS

Lorsqu'un liquide circule dans un conduit, il se produit une résistance de friction. L'équation Darcy-Weisbach suivante donne une estimation de la perte d'énergie causée par la friction.

$$H_f = \frac{F \cdot L \cdot V^2}{D \cdot 2g}$$

où H_f = perte de charge (m)
F = résistance de friction
L = longueur du tuyau (m)
V = vitesse du liquide (m/s)
D = diamètre du tuyau (m)
g = constante de gravitation
= 9,81 m/s²

La résistance de friction (F) calculée dans cette équation est fonction du nombre de Reynolds (Re) et de la rugosité du tuyau. Moody a établi une relation entre ces facteurs dans une courbe de résistance, illustrée à la figure 2. Le tableau 18 donne une liste des valeurs des facteurs de rugosité de divers types de produits utilisés pour les tubes.

La résistance de friction peut aussi être calculée à l'aide des équations suivantes :

$$F = 64 / Re$$

Avec un écoulement laminaire et $Re < 2000$

$$F = 0{,}316 / Re$$

Avec un écoulement turbulent dans un tuyau lisse et $3000 < Re < 100\,000$

$$Re = V \cdot D / \nu$$

où ν = viscosité cinématique

Si une canalisation comporte des raccords, utilisez les tableaux 13 à 17 pour déterminer la longueur équivalente de tuyau de chacun d'entre eux. Ajoutez les longueurs équivalentes aux longueurs des tuyaux pour obtenir la longueur totale de la canalisation. Exprimez ensuite la perte de charge par friction dans la canalisation en mètres par 100 m de longueur de canalisation.

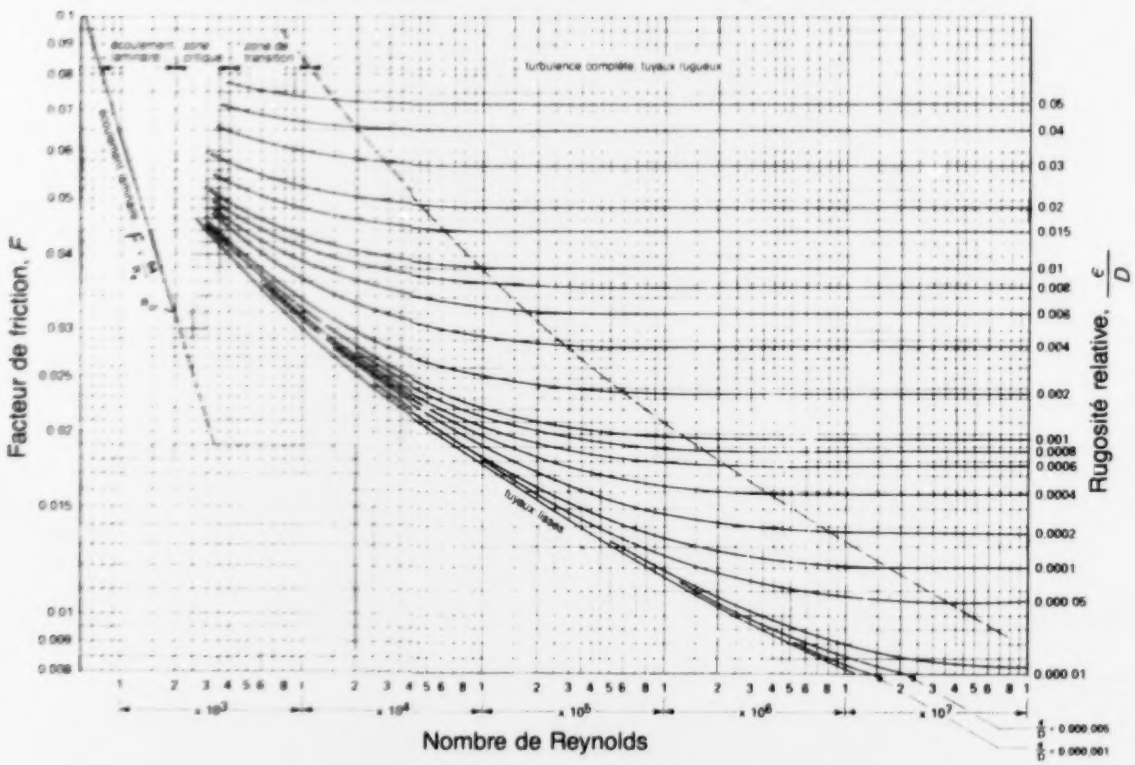


Fig. 2 Facteurs de friction pour les liquides dans les tuyaux
Source : Agriculture Canada.

Tableau 13 Perte de charge de friction de l'eau dans les tubes en acier de la catégorie 40
(avec $C = 100$ dans la formule Hazen et Williams)

Débit (L/s)	Taille nominale du tuyau (mm)										
	12	19	25	32	38	50	65	75	100	125	150
	m d'eau/100 m de tuyau*										
0,1	4,9	1,2									
0,2	17,7	4,5	1,4								
0,3	37,5	9,5	2,9	0,8							
0,4	63,9	16,2	5,0	1,3	0,6						
0,5	96,5	24,5	7,6	2,0	0,9						
0,6	135,3	34,4	10,6	2,8	1,3						
0,7		45,8	14,1	3,7	1,7	0,5					
0,8		58,6	18,1	4,7	2,2	0,7					
0,9		72,9	22,5	5,9	2,8	0,8					
1,0		88,8	27,3	7,2	3,4	1,0					
1,5			57,9	15,2	7,2	2,1	0,9				
2,0			98,7	25,9	12,2	3,6	1,5	0,5			
2,5			149	39,2	18,5	5,5	2,3	0,8			
3,0				55,0	25,9	7,7	3,2	1,1			
3,5				73,1	34,5	10,2	4,3	1,5			
4,0				93,7	44,2	13,1	5,5	1,9	0,5		
4,5				116	55,0	16,3	6,8	2,4	0,6		
5,0				142	66,8	19,8	8,3	2,9	0,8		
5,5				169	79,7	23,6	9,9	3,4	0,9		
6,0					93,7	27,7	11,7	4,0	1,1		
6,5					109	32,2	13,5	4,7	1,2		
7,0					125	36,9	15,5	5,4	1,4		
7,5					142	41,9	17,6	6,1	1,6	0,5	
8,0					160	47,2	19,9	6,9	1,8	0,6	
8,5					178	52,9	22,2	7,7	2,1	0,7	
9,0						58,8	24,7	8,6	2,3	0,8	
9,5						64,9	27,3	9,5	2,5	0,9	
10						71,2	30,1	10,4	2,8	1,0	
12						100	42,1	14,6	3,9	1,3	0,5
14						133	56,0	19,5	5,2	1,7	0,7
16						170	71,8	24,9	6,6	2,2	0,9
18							89,3	31,0	8,2	2,7	1,1
20							108	37,7	10,0	3,3	1,4
25							164	56,9	15,2	5,0	2,1
30								79,8	21,2	7,1	2,9
35								106	28,3	9,4	3,8
40								136	36,2	12,0	4,9
45								169	45,0	15,0	6,1
50									54,7	18,2	7,4
55									65,3	21,7	8,9
60									76,7	25,5	10,4
65									88,9	29,6	12,1
70									102	33,9	13,9
75									116	38,6	15,8
80									131	43,4	17,8
85									146	48,6	19,9
90									162	54,0	22,1
95									180	59,7	24,4
100										65,7	26,8

* Perte de charge en m × 9,806 = perte de charge en kPa.

Tableau 14 Perte de charge de friction de l'eau dans les tubes en cuivre de type L
(avec $C = 130$ dans la formule Hazen et Williams)

Débit (L/s)	Taille nominale du tuyau (mm)										
	13	16	19	25	32	38	50	65	75	100	150
	m d'eau/100 m de tuyau*										
0,1	5,7	2,2	1,0								
0,2	20,7	7,8	3,5	0,9							
0,3	43,9	16,5	7,4	2,0	0,7						
0,4	74,8	28,2	12,6	3,4	1,2	0,5					
0,5	113	42,6	19,1	5,2	1,9	0,8					
0,6	158	59,7	26,8	7,3	2,6	1,1					
0,7		79,4	35,6	9,7	3,5	1,5					
0,8		102	45,6	12,4	4,5	1,9					
0,9		126	56,8	15,5	5,6	2,4	0,6				
1,0		154	69,0	18,8	6,7	2,9	0,7				
1,5			146	39,9	14,3	6,1	1,6	0,5			
2,0				67,9	24,4	10,5	2,7	0,9			
2,5				103	36,9	15,8	4,1	1,4	0,6		
3,0				144	51,7	22,2	5,8	2,0	0,8		
3,5					68,7	29,5	7,7	2,7	1,1		
4,0					88,0	37,8	9,8	3,4	1,4		
4,5					109	47,0	12,2	4,2	1,8		
5,0					133	57,1	14,8	5,2	2,2	0,5	
5,5					159	68,1	17,7	6,2	2,6	0,6	
6,0						80,0	20,8	7,2	3,0	0,8	
6,5						92,8	24,1	8,4	3,5	0,9	
7,0						106	27,6	9,6	4,0	1,0	
7,5						121	31,4	10,9	4,6	1,2	
8,0						136	35,4	12,3	5,2	1,3	
8,5						152	39,6	13,8	5,8	1,5	
9,0						169	44,0	15,3	6,4	1,6	
9,5							48,7	16,9	7,1	1,8	
10							53,5	18,6	7,8	2,0	
12							75,0	26,1	11,0	2,8	
14							100	34,7	14,6	3,7	0,5
16							128	44,5	18,7	4,7	0,7
18							159	55,3	23,3	5,9	0,8
20								67,3	28,3	7,1	1,0
25								102	42,7	10,8	1,5
30								142	59,9	15,2	2,1
35									79,7	20,2	2,8
40									102	25,8	3,6
45									127	32,1	4,5
50									154	39,0	5,5
55										46,6	6,5
60										54,6	7,7
65										63,5	8,9
70										72,8	10,2
75										82,7	11,6
80										93,2	13,1
85										104	14,6
90										116	16,2
95										128	18,0
100										141	19,8

* Perte de charge en m × 9,806 = perte de charge en kPa.

Tableau 15 Perte de charge de friction de l'eau dans les tubes en polyéthylène de la série 75
(avec $C = 130$ dans la formule Hazen et Williams)

Débit (L/s)	Taille nominale du tuyau (mm)								
	13	19	25	32	38	50	65	75	100
	m d'eau/100 m de tuyau*								
0,1	2,6	0,7							
0,2	9,5	2,4	0,7						
0,3	20,1	5,1	1,6						
0,4	34,2	8,7	2,7	0,7					
0,5	51,8	13,2	4,1	1,1	0,5				
0,6	72,6	18,4	5,7	1,5	0,7				
0,7	96,5	24,5	7,6	2,0	0,9				
0,8	124,0	31,4	9,7	2,5	1,2				
0,9	154,0	39,1	12,1	3,2	1,5				
1,0		47,5	14,7	3,8	1,8	0,5			
1,5		101,0	31,0	8,2	3,8	1,1			
2,0		171,0	52,9	13,9	6,6	1,9	0,8		
2,5			80,0	21,0	9,9	2,9	1,3		
3,0			112,0	29,5	13,9	4,1	1,8	0,6	
3,5			149,0	39,2	18,5	5,5	2,4	0,8	
4,0				50,2	23,7	7,0	3,1	1,0	
4,5				62,5	29,5	8,7	3,8	1,3	
5,0				75,9	35,8	10,6	4,6	1,6	
5,5				90,6	42,7	12,7	5,5	1,9	
6,0				106,0	50,2	14,9	6,5	2,2	0,6
6,5				123,0	58,2	17,2	7,5	2,6	0,7
7,0				142,0	66,8	19,8	8,6	2,9	0,8
7,5				161,0	75,9	22,5	9,8	3,3	0,9
8,0					85,6	25,3	11,0	3,7	1,0
8,5					95,7	28,3	12,4	4,2	1,1
9,0					106,0	31,5	13,8	4,6	1,2
9,5					118,0	34,8	15,2	5,2	1,4
10					129,0	38,3	16,7	5,7	1,5
12						53,7	23,5	8,0	2,1
14						71,4	31,2	10,6	2,8
16						91,6	40,0	13,5	3,6
18						114,0	49,7	16,9	4,5
20						138,0	60,4	20,5	5,4
25							91,3	31,0	8,2
30							128,0	43,4	11,5
35							170,0	57,8	15,3
40								74,0	19,6
45								92,0	24,4
50								112,0	30,0
55								133,0	35,3
60									41,6
65									48,2
70									55,3
75									62,9
80									70,8
85									74,2
90									88,1
95									97,4
100									107,0

* Perte de charge en m × 9,806 = perte de charge en kPa.

Tableau 16 Perte de charge de friction de l'eau dans les tubes de système d'irrigation portatif dotés de coupleurs tous les 6 m (avec $C = 150$ dans la formule Hazen et Williams)

Débit (L/s)	Taille nominale du tuyau(mm)							
	50	75	100	125	150	175	200	250
	m d'eau/100 m de tuyau*							
0,7	0,6							
0,8	0,7							
0,9	0,9							
1,0	1,1							
1,5	2,4							
2,0	4,0	0,5						
2,5	6,1	0,8						
3,0	8,6	1,1						
3,5	11,4	1,5						
4,0	14,6	1,9						
4,5	18,2	2,3	0,5					
5,0	22,1	2,8	0,7					
5,5	26,3	3,4	0,8					
6,0	31,0	4,0	0,9					
6,5	35,9	4,6	1,1					
7,0	41,2	5,3	1,3					
7,5	46,8	6,0	1,4					
8,0	52,8	6,8	1,6	0,5				
8,5	59,0	7,6	1,8	0,6				
9,0	65,6	8,4	2,0	0,7				
9,5	72,5	9,3	2,2	0,7				
10	79,7	10,3	2,4	0,8				
12	112,0	14,4	3,4	1,1				
14	149,0	19,1	4,5	1,5	0,6			
16		24,5	5,8	1,9	0,8			
18		30,5	7,2	2,4	1,0			
20		37,0	8,8	2,9	1,2	0,6		
25		56,0	13,3	4,4	1,8	0,8		
30		78,4	18,6	6,2	2,5	1,2	0,6	
35		104,0	24,8	8,2	3,4	1,6	0,8	
40		134,0	31,7	10,6	4,3	2,0	1,1	
45		166,0	39,4	13,1	5,4	2,5	1,3	
50			48,0	16,0	6,6	3,1	1,6	0,5
55			57,1	19,0	7,8	3,7	1,9	0,6
60			67,2	22,4	9,2	4,3	2,2	0,8
65			77,9	26,0	10,7	5,0	2,6	0,9
70			89,4	29,8	12,2	5,7	3,0	1,0
75			101,0	33,8	13,9	6,5	3,4	1,1
80			114,0	38,1	15,7	7,3	3,8	1,3
85			128,0	42,6	17,5	8,2	4,3	1,4
90			142,0	47,4	19,5	9,1	4,7	1,6
95			157,0	52,4	21,6	10,1	5,2	1,8
100			173,0	57,6	23,7	11,1	5,8	2,0
110				68,8	28,3	13,2	6,9	2,3
120				80,8	33,2	15,6	8,1	2,7
130				93,7	38,5	18,1	9,4	3,2
140				107,0	44,2	20,7	10,8	3,6
150				122,0	50,2	23,5	12,2	4,1

Tableau 17 Perte de charge de friction de l'eau dans des boyaux à paroi lisse
(avec $C = 140$ dans la formule Hazen et Williams)

Débit (L/s)	Diamètre nominal d'intérieur (mm)										
	16	19	25	32	38	50	64	75	100	125	150
	m d'eau/100 m de boyau										
0,1	2,6	1,1									
0,2	9,3	3,8	0,9								
0,3	19,6	8,1	2,0	0,7							
0,4	33,4	13,8	3,4	1,1							
0,5	50,6	20,8	5,1	1,7	0,7						
0,6	70,9	29,2	7,2	2,4	1,0						
0,7	94,3	38,8	9,6	3,2	1,3						
0,8	121,0	49,7	12,2	4,1	1,7						
0,9	150,0	61,8	15,2	5,1	2,1	0,5					
1,0		75,1	18,5	6,2	2,6	0,6					
1,5		159,0	39,2	13,2	5,4	1,3					
2,0			66,8	22,5	9,3	2,3	0,8				
2,5			101,0	34,0	14,0	3,4	1,2				
3,0			142,0	47,7	19,6	4,8	1,6	0,7			
3,5				63,5	26,1	6,4	2,2	0,9			
4,0				81,3	33,5	8,2	2,8	1,1			
4,5				101,0	41,6	10,2	3,5	1,4			
5				123,0	50,6	12,5	4,2	1,7			
6				172,0	70,9	17,5	5,9	2,4	0,6		
7					94,3	23,2	7,8	3,2	0,8		
8					121,0	29,7	10,0	4,1	1,0		
9					150,0	37,0	12,5	5,1	1,3		
10						45,0	15,2	6,2	1,5	0,5	
12						63,0	21,3	8,7	2,1	0,7	
14						83,9	28,3	11,6	2,9	1,0	
16						107,0	36,2	14,9	3,7	1,2	0,5
18						134,0	45,0	18,5	4,6	1,5	0,6
20						162,0	54,8	22,5	5,5	1,9	0,8
25							82,8	34,1	8,3	2,8	1,2
30							116,0	47,7	11,8	4,0	1,6
35							154,0	63,5	15,6	5,3	2,2
40								81,3	20,0	6,8	2,8
45								101,0	24,9	8,4	3,5
50								123,0	30,3	10,2	4,2
55								147,0	36,1	12,2	5,0
60								172,0	42,4	14,3	5,9
65									49,2	16,6	6,8
70									56,5	19,0	7,8
75									64,2	21,7	8,9
80									72,3	24,4	10,0
85									80,9	27,3	11,2
90									89,9	30,3	12,5
95									99,4	33,5	13,8
100									109,0	36,9	15,2
110									130,0	44,0	18,1
120									153,0	51,7	21,3
130									178,0	59,9	24,7
140										68,7	28,3
150										78,1	32,1

Tableau 18 Indices de rugosité de divers types de tuyaux

Matière	Facteur de rugosité(ε)
Tuyau riveté	3×10^{-3} to 3×10^{-2}
Béton	1×10^{-3} to 1×10^{-2}
Douves en bois	6×10^{-3} to 3×10^{-2}
Fonte	$8{,}5 \times 10^{-4}$
Fer galvanisé	5×10^{-4}
Fonte asphaltée	4×10^{-4}
Acier commercial	$1{,}5 \times 10^{-4}$
Tube étiré en plastique	5×10^{-6}

4 POMPES

Les fabricants désignent les pompes à l'aide de leur classe et de leur type. Les trois classes de pompes les plus courantes sont la pompe centrifuge, la pompe rotative et la pompe alternative. Ces termes qualifient le mouvement du fluide et non pas le service de la pompe. Il existe une grande variété de types de pompes qui sont souvent conçues pour des applications particulières.

La figure 3 donne une classification des pompes utilisées en agriculture. La classe diverse se compose de pompes habituellement utilisées pour l'eau et qui n'entrent dans aucune autre catégorie.

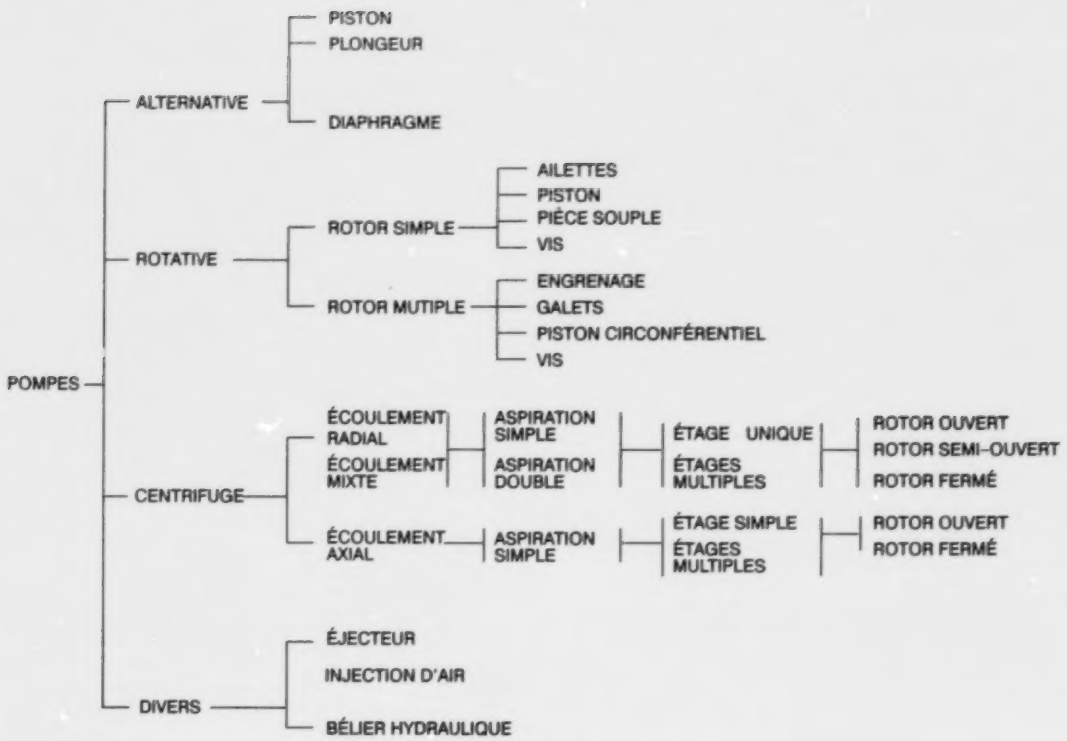


Fig. 3 Classification des pompes

4.1 Caractéristiques générales

Les caractéristiques générales des pompes sont les suivantes :

- caractéristiques de l'écoulement
- matières utilisées
- type d'entraînement

Le tableau 19 donne une liste des caractéristiques des écoulements. Ces caractéristiques sont, entre autres, le débit de refoulement, la hauteur de refoulement, les liquides pompés, la plage des pressions de refoulement, la capacité, l'amorçage et les effets d'une augmentation de pression.

Le Hydraulic Institute utilise les désignations suivantes pour les matières servant à fabriquer les pompes :

- pompes à pièces en bronze avec un corps en fonte, et un rotor, une bague d'étanchéité et des paliers en bronze
- pompes en bronze, dont toutes les pièces sont en bronze
- pompes en bronze destinées à des applications particulières et dont le type du bronze est spécifié
- pompes en fer dans lesquelles toutes les pièces en contact avec les liquides sont en métal ferreux

Tableau 19 Débit des pompes

	Centrifuge	Rotative	Autres
Débit de refoulement	régulier	régulier	irrégulier
Distance verticale d'aspiration maximale (m)	4,6	6,7	6,7
Liquides transportés	• viscosité faible • propre • sale, liquides abrasifs mêlés de quelques solides • liquides épais ayant un contenu solide faible (fumier dilué) • produits chimiques agricoles	• visqueux non abrasifs • produits chimiques agricoles	• viscosité faible à moyenne • propre • liquides sales ayant des solides • liquides épais (fumier) • produits chimiques agricoles
Étendue de la pression de refoulement	faible à forte	moyen	de la plus faible et à la plus forte production
Étendue de la capacité	de la plus petite à la plus grande production	petit à moyen	généralement petit
Effet de l'augmentation de la charge	• baisses de capacité • augmentations de la puissance, en général, dépendant des caractéristiques de la pompe	• aucun effet sur la capacité • augmentations de la puissance	• très peu d'effet sur la capacité • augmentations de la puissance
Amorçage	nécessaire en général	pas toujours nécessaire	pas toujours nécessaire

* Le rotor peut être très endommagé lorsqu'il pompe des liquides abrasifs dans des pompes à rotors contigus.
** On peut se procurer de petites pompes centrifuges à auto-amorçage.

- pompes à pièces en acier inoxydable, fabriquées en métal ferreux ou en bronze, mais dans lesquelles les rotors, les bagues d'étanchéité et les paliers sont en acier inoxydable
- pompes en acier inoxydable dans lesquelles toutes les pièces en contact avec le liquide sont en acier inoxydable

Les pompes destinées aux applications agricoles sont commandées de deux façons différentes :

- commande directe
- commande par courroie

Avec une commande directe, le groupe moteur entraîne directement la pompe.

Dans le cas d'une commande par courroie, la courroie accouple le groupe moteur à la pompe. Les applications dans lesquelles il est nécessaire de modifier la vitesse doivent utiliser ce type de pompe. La courroie peut être trapézoïdale ou plate; toutefois, les courroies trapézoïdales sont plus courantes.

4.2 Pompes centrifuges

On utilise les pompes centrifuges pour transporter tous types de liquides de faible viscosité, y compris les suspensions abrasives. Les pompes centrifuges peuvent aussi pomper des liquides ayant une viscosité élevée, mais la pression de refoulement et la capacité de la pompe s'en trouvent réduites et il devient nécessaire d'accroître la puissance d'entrée. Dans les réseaux d'alimentation en eau et d'évacuation des eaux usées ainsi que dans les épandeurs agricoles, on se sert habituellement de pompes centrifuges.

Les pompes centrifuges sont classées selon diverses caractéristiques dont les suivantes :

- admission simple ou double
- fonctionnement à un étage ou à plusieurs étages (avec des rotors multiples montés en série)
- relation entre le volume et la pression de refoulement
- type des ailettes, nombre de lames et carter du rotor

Les pompes à admission simple et à admission double peuvent avoir un ou plusieurs étages. La pression de refoulement des pompes à admission simple en limite l'emploi. On choisira une pompe à admission double pour élever de grands volumes de liquide à une hauteur moyenne. Les applications haute pression exigent l'emploi de pompes à étages multiples; chaque étage sert à accroître la pression. La figure 4 illustre l'écoulement dans les pompes à étages multiples et à admission simple ou double.

Le type du rotor est l'un des facteurs dont il faut tenir compte lors de la sélection d'une pompe. Il existe divers types de rotors convenant chacun à des emplois particuliers. Les rotors sont caractérisés par la forme des ailettes, l'arrivée du liquide contre leur surface et enfin l'application. Les rotors choisis habituellement pour les utilisations domestiques et agricoles sont, entre autres, les suivants :

- rotors ouverts (fig. 5*a*) avec les ailettes complètement exposées, utilisés dans les pompes d'assèchement pour refouler de l'eau sale à basse pression, ou encore dans les pompes de machines à laver
- rotors partiellement fermés (fig. 5*b*) avec une plaque de l'un des côtés des ailettes, utilisés pour refouler les eaux usées, le purin et des matières similaires
- rotors fermés (fig. 5*c*) avec une plaque de chaque côté des ailettes, utilisés dans les pompes servant à refouler des liquides limpides avec une pression élevée
- hélices et rotors à écoulement mixte, utilisés habituellement dans les pompes haute capacité
- pompes pour matières solides

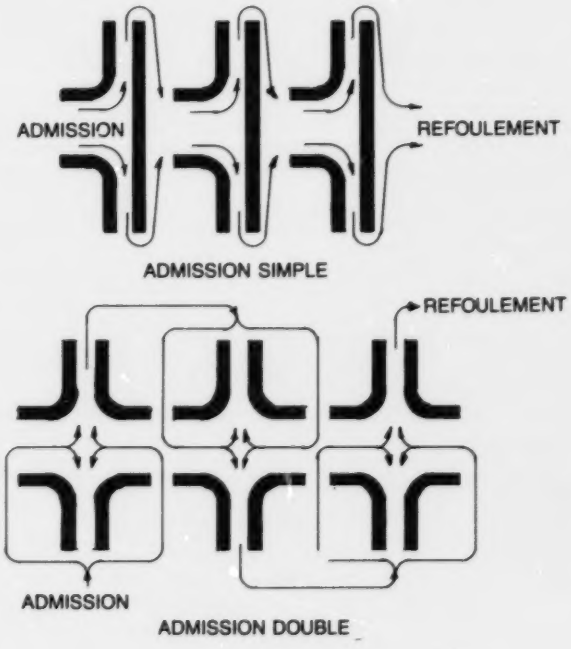


Fig. 4 Pompes centrifuges à étages multiples, à admission simple et à admission double

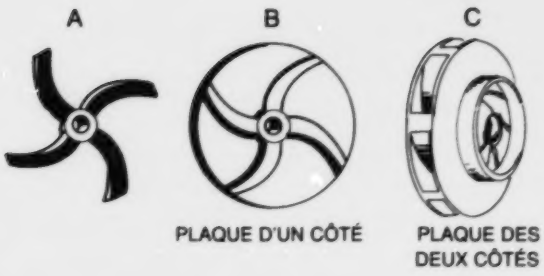


Fig. 5 Rotors typiques : (a) ouverts, (b) partiellement fermés, (c) fermés.

En général, on utilise l'une des quatre pompes centrifuges suivantes dans les applications agricoles :

- pompe à spirale
- pompe à diffuseur
- pompe à écoulement axial ou à écoulement mixte
- pompe à turbine

4.3 *Pompe à spirale* Dans ce type de pompe, le rotor refoule le liquide dans le carter d'une spirale qui s'élargit progressivement et qui est dimensionnée pour que le liquide ralentisse graduellement. C'est de cette façon que l'énergie cinétique est convertie en pression statique.

La plupart des pompes à spirale utilisées dans le secteur agricole sont dotées d'une entrée axiale simple et d'une sortie de refoulement radiale simple. Une pompe à spirale est illustrée à la figure 6.

4.4 *Pompe à diffuseur* Cette pompe est semblable à la pompe à spirale; toutefois, le rotor est entouré d'ailettes de guidage fixes. Les ailettes de guidage changent la direction de l'écoulement lorsque le liquide entre dans le corps de la pompe. Cela permet d'améliorer le rendement de la pompe. Les pompes à étages multiples utilisent ce principe pour rediriger le liquide d'un étage au suivant.

4.5 *Pompe à écoulement axial ou à écoulement mixte* Dans ces pompes, la pression de refoulement est obtenue par force centrifuge et par entraînement vers le haut du liquide au moyen des ailettes du rotor. Ces deux types de pompes sont illustrés à la figure 7.

Les pompes à écoulement mixte comportent une entrée axiale et une sortie de refoulement radiale semblables à celles des pompes à spirale. Il est fréquent que les pompes à faible pression de refoulement et à haute capacité soient équipées de rotors à écoulement mixte, car cela permet d'accroître la vitesse de fonctionnement et le rendement, et aussi de réduire la taille de la pompe.

Fig. 6 Pompes à spirale

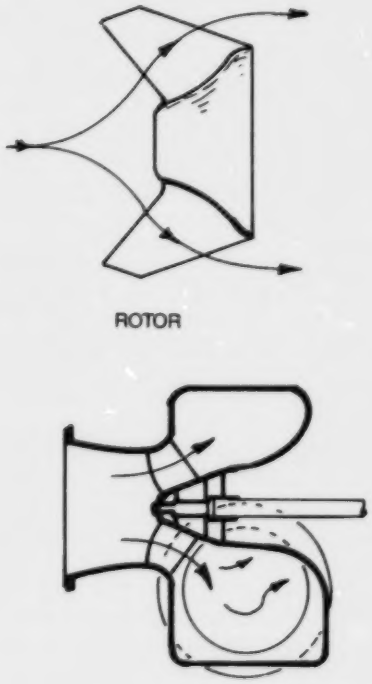


Fig. 7 Pompe et rotor à écoulement mixte

Les pompes à écoulement axial comportent une entrée axiale et une sortie de refoulement axiale. Bien qu'elles fonctionnent sans élever le liquide et avec une pression de refoulement faible, leur capacité est élevée à condition que l'hélice soit toujours submergée. Les pompes à écoulement axial conviennent pour les applications d'irrigation, de drainage et d'évacuation des eaux usées.

4.6 *Pompe à turbine* Il s'agit de petites pompes munies de rotors à lames multiples (fig. 8). Les lames sont coupées dans le rebord du rotor et tournent dans une chambre annulaire. Le liquide entre dans la chambre tangentiellement au rotor, le long duquel il s'écoule à l'intérieur du corps. C'est de cette façon que la pression augmente dans la pompe. Après avoir fait un tour presque complet, le liquide sort du rotor et traverse l'ouverture de refoulement de la pompe.

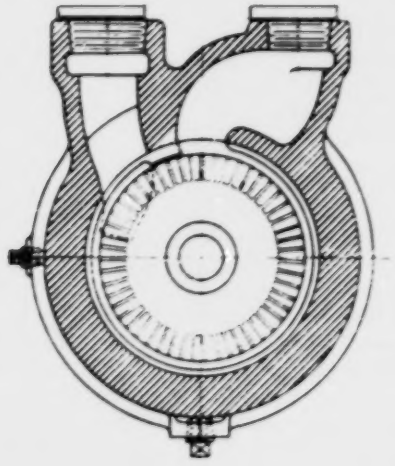


Fig. 8 Pompe à turbine

On utilise les pompes à turbine dans les applications exigeant une pression de refoulement élevée et une capacité faible.

4.7 Pompes rotatives

Les pompes rotatives sont habituellement des pompes volumétriques. Dans ces pompes, le liquide est emprisonné à l'entrée et transporté circulairement jusqu'à l'orifice de refoulement où il est libéré.

Une pompe rotative est composée d'un corps fixe renfermant des engrenages, des vis, des galets, des ailettes ou des rouleaux (suivant le type de la pompe). Les pièces fonctionnent avec un jeu minimal et le fluide refoulé s'écoule doucement.

Les pompes rotatives servent habituellement à refouler des liquides visqueux. Toutefois, elles ne sont pas limitées à ce type de service. En fait, on utilise des pompes rotatives pour tous les liquides ne renfermant aucun abrasif ni solide. Des applications typiques seraient le transport de la nourriture et du lait, la transmission de la puissance hydraulique, l'alimentation des brûleurs en huile et les épandeurs.

Les pompes rotatives présentent plusieurs avantages :

- écoulement régulier
- refoulement constant quelle que soit la pression
- capacité proportionnelle à la vitesse dans le cas des liquides de faible viscosité
- amorçage automatique

Tout comme avec les pompes centrifuges, les fabricants classent les pompes rotatives en fonction de leur capacité, de leur puissance d'entrée, de leur pression de refoulement et de la viscosité du fluide. Il ne faut toutefois pas oublier que les pompes rotatives utilisées avec des liquides visqueux tels que l'huile, le miel, les mélasses ou les graisses fonctionnent plus lentement que les spécifications ne l'indiquent. Reportez-vous au tableau 20 pour déterminer les réductions de vitesse recommandées.

Six pompes rotatives sont populaires en agriculture :

- pompe à came et piston (plongeur rotatif)
- pompe à vis
- pompe à ailette
- pompe à engrenage
- pompe à galets
- pompe à tube souple

Tableau 20 Réductions de vitesse recommandées pour les pompes rotatives refoulant des liquides visqueux

Viscosité du liquide (mm^2/s)	Réduction de vitesse (% de la vitesse nominale de la pompe)
130	2
170	6
220	10
320	12
420	14
850	20
1350	30
1700	40
2200	50
4250	55
6300	57
8500	60

4.8 *Pompe à came et piston (plongeur rotatif)* Ces pompes sont dotées d'une commande excentrique entraînant plusieurs pistons. La figure 9 illustre une pompe à plongeurs multiples dans laquelle chaque plongeur est associé à des soupapes d'entrée et de refoulement. Ce type de pompe fonctionne avec des pressions de refoulement pouvant atteindre 3900 kPa.

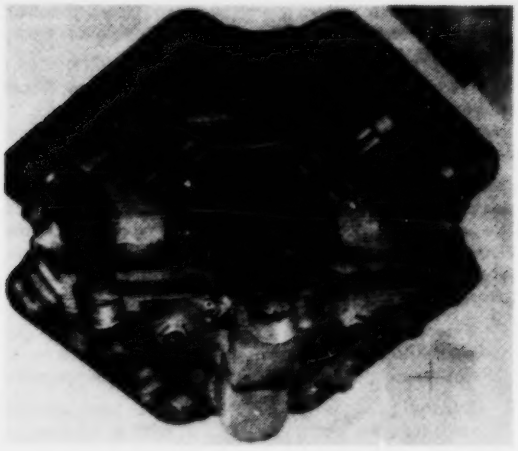


Fig. 9 Pompe à came et piston
Source : Seeger-Wanner Corp.

4.9 *Pompe à vis* Ces pompes peuvent être dotées d'un maximum de trois rotors à vis tournant dans une chambre cylindrique annulaire. L'espace entre les rotors se remplit de liquide. À mesure que les rotors s'engrènent, le liquide se déplace axialement. En même temps, il lubrifie la pompe. On utilise les pompes à vis pour refouler les colles, les mélasses, les peintures, les asphaltes et le chocolat. Une pompe à vis double est illustrée à la figure 10.

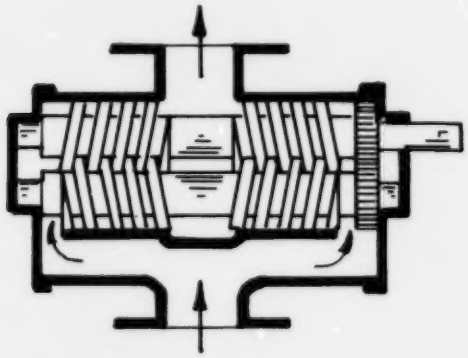


Fig. 10 Pompe à deux vis

La pompe Moyno illustrée à la figure 11 est une pompe à vis dotée d'un aubage en caoutchouc souple et d'un rotor hélicoïdal métallique simple. Le rotor déplace axialement le liquide. On utilise des pompes Moyno équipées de gicleurs d'irrigation grand volume pour épandre le purin.

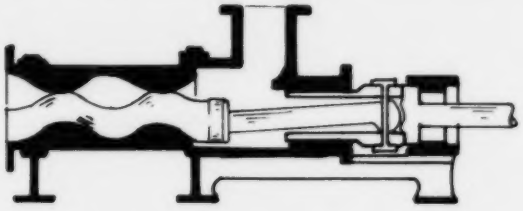


Fig. 11 Pompe à vis Moyno

4.10 *Pompe à ailettes* Une pompe à ailettes est composée d'un rotor monté à l'intérieur d'un corps, qui est usiné excentriquement par rapport à l'axe du rotor. Les ailettes, les lames ou les rouleaux montés sur le rotor suivent le contour intérieur du corps. On peut choisir différents modèles de pompes à ailettes.

- pompe à ailettes coulissantes
- pompe à rouleaux
- pompe à rouleaux souples

Les pompes à ailettes coulissantes (fig. 12) sont pourvues d'ailettes qui suivent le contour intérieur du corps. Ces ailettes sont habituellement plates et ont des bords parallèles. Elles glissent librement d'avant en arrière et s'usent donc très peu. Les pompes à ailettes coulissantes peuvent avoir des capacités, des vitesses et des pressions nominales très variées, mais il est toujours préférable de les utiliser à basse vitesse. On les emploie pour refouler des liquides légèrement corrosifs tels que l'huile de graissage et l'huile hydraulique. On ne doit jamais les utiliser pour pomper des produits visqueux.

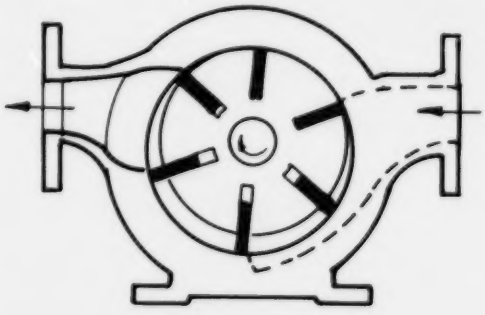


Fig. 12 Pompe à ailettes coulissantes

Les pompes à rouleaux (fig. 13) sont dotées de rouleaux en nylon ou en caoutchouc qui remplacent les ailettes. On utilise cette sorte de pompe pour refouler des produits chimiques agricoles tels que des insecticides et des herbicides à vaporiser. Les pompes à rouleaux peuvent être utilisées avec des liquides corrosifs; toutefois, les liquides abrasifs risquent de provoquer une usure prématurée. Les capacités de ces pompes vont de 30 à 260 L/s. Elles fonctionnent habituellement à des pressions comprises entre 1000 à 2000 kPa et à des vitesses allant de 600 à 1200 r/min.

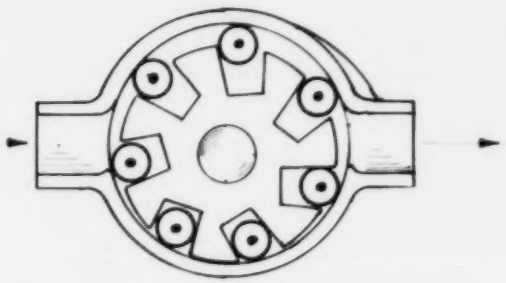


Fig. 13 Pompe à ailettes avec rouleaux en nylon

La pompe à rotor souple (fig. 14) est dotée d'ailettes souples en caoutchouc, qui tournent à l'intérieur d'un corps excentrique. On utilise les pompes à rotor souple pour refouler des liquides à des pressions faibles comprises entre 200 et 400 kPa. Ces pompes s'amorcent automatiquement d'une hauteur pouvant atteindre 6 m. Elles servent habituellement à pomper des produits chimiques, des fluides corrosifs, des détergents, des aliments, des produits pharmaceutiques, des cosmétiques, des saumures, des boissons, des sirops et des engrais liquides.

4.11 *Pompe à engrenage* Les pompes à engrenage comportent plusieurs roues montées avec très peu de jeu à l'intérieur d'un corps. À mesure que les roues se désengrènent, le liquide remplit l'espace entre les dents. En tournant, les roues entraînent le liquide, qui est refoulé lorsque les dents s'engrènent à nouveau. Pour être efficaces, ces pompes doivent être fabriquées avec des tolérances serrées. La vitesse de l'arbre et la taille des cavités entre les dents déterminent la capacité de la pompe, qui peut être comprise entre 4 et 400 L/min. Les pressions vont de 700 à 20 000 kPa.

On utilise deux types courants de pompes à engrenage :

- les pompes à dentures extérieures
- les pompes à dentures intérieures

Les pompes à dentures extérieures sont les plus courantes. Toutes les dents des roues sont extérieures (fig. 15*a*). Les engrenages peuvent être à denture droite, hélicoïdale ou à chevrons (fig. 15*b*).

On utilise des dentures droites dans les applications à faible capacité et à pression de refoulement élevée, car les surfaces de contact entre les dents permettent d'obtenir de meilleures performances à haute pression. À haute vitesse, les engrenages à dentures droites sont bruyants et le liquide peut être emprisonné à l'endroit où les dents s'engrènent, ce qui risque de provoquer un fléchissement de l'arbre.

Avec les dentures hélicoïdales, on élimine les problèmes d'emprisonnement des liquides, car les roues s'engagent graduellement. Toutefois, il se crée une poussée latérale marquée.

Avec les dentures à chevrons, il n'y a aucune poussée latérale. Toutefois, les pompes de ce type sont habituellement chères.

À des pressions pouvant atteindre 3450 kPa, les pompes à dentures droites peuvent refouler jusqu'à 750 L/min; les pompes à dentures hélicoïdales et à chevrons peuvent, elles, refouler jusqu'à 1900 L/min. Ces trois types de pompes fonctionnent à des vitesses pouvant atteindre 4000 r/min et peuvent aspirer d'une hauteur maximale de 8 m. On utilise les pompes à engrenage en tant que pompes intermédiaires ainsi que pour faire circuler des huiles de graissage ou des réfrigérants, pour mesurer des aliments chimiques ou pour ajouter des floculeux à l'eau.

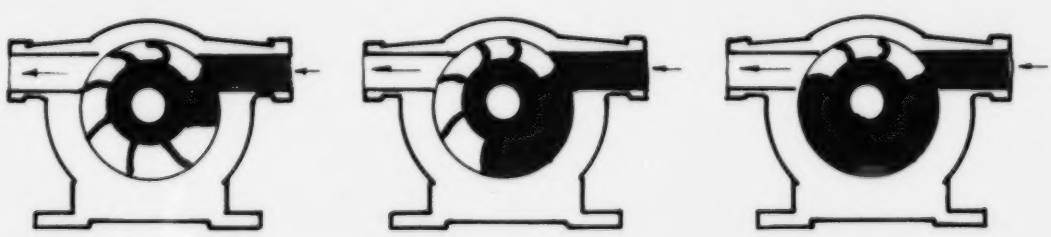


Fig. 14 Pompe à ailettes avec rotor souple

Les pompes à dentures internes (fig. 15c) sont dotées d'un moteur et de dents externes s'engrenant sur une roue interne. Une pièce en forme d'arc de cercle, placée entre les roues, empêche que le liquide retourne à l'admission.

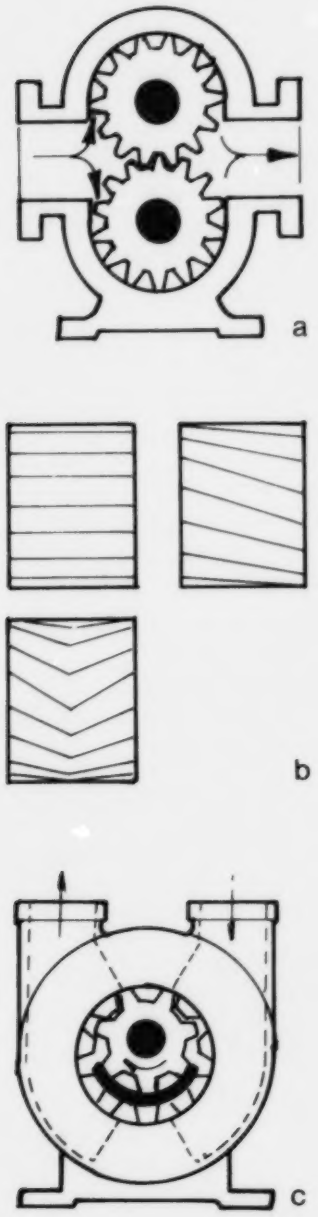


Fig. 15 Pompes à engrenage. (a) Pompe à dentures extérieures. (b) On remarquera les divers types de dentures : droites, hélicoïdales ou à chevrons. (c) Pompe à dentures intérieures.

On utilise les pompes à engrenage dans les applications à faible pression et à basse vitesse pour refouler par exemple des matières ou des liquides visqueux sensibles au cisaillement. La capacité maximale de ces pompes est de 4200 L/min, les pressions peuvent atteindre 1700 kPa, et la hauteur d'aspiration maximale est 7 m.

4.12 *Pompe à galets* Les pompes à galets (fig. 16) comportent deux rotors, dotés chacun de deux ou trois galets. Un train d'engrenages de distribution commande les rotors et maintient un jeu entre les galets. Ces pompes polyvalentes peuvent refouler de l'air aussi bien que des liquides contenant des gaz. Elles peuvent même transporter des liquides renfermant des solides de grande taille, sans que ceux-ci soient détériorés. Toutefois, les pompes à galets ne peuvent pas pomper des solides abrasifs ou sableux, car les jeux internes sont très petits. Elles sont habituellement utilisées pour pomper des soupes, des fricassées, des aliments pour enfants et des pâtes à gâteaux secs. La capacité des pompes à galets peut atteindre près de 7500 L/min. Leur pression maximale est de 2760 kPa, et il est courant de les utiliser pour pomper d'une hauteur pouvant atteindre 6 m.

4.13 *Pompe à tube souple* Également appelée pompe péristaltique, la pompe à tube souple (fig. 17) comporte des rouleaux montés aux extrémités d'un rotor qui font avancer le liquide en pressant le tube. Ce type de pompe est tout à fait unique en son genre, car le liquide est complètement séparé des pièces de la pompe ce qui limite la contamination. Les applications typiques sont la mesure de produits chimiques tels que les engrais agricoles et le pompage de liquides stériles tels que le plasma sanguin. Les pompes à tube souple permettent couramment d'atteindre des pressions de 170 kPa et ont des capacités de 1,5 L/min par tube.

4.14 Autres pompes

On a le choix entre deux autres types de pompes :

- pompe à piston ou à plongeur
- pompe à diaphragme

4.15 *Pompe à piston ou à plongeur* Les pompes à piston ou à plongeur sont des pompes volumétriques. À chaque course du piston, le volume déplacé est le même quelle que soit la pression de refoulement (fig. 18).

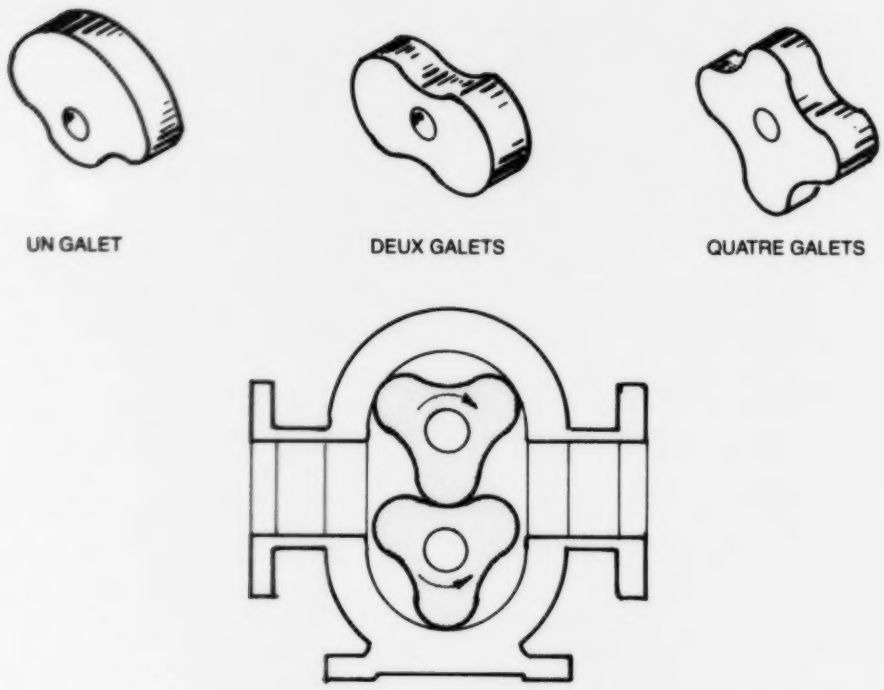


Fig. 16 Pompe à galets

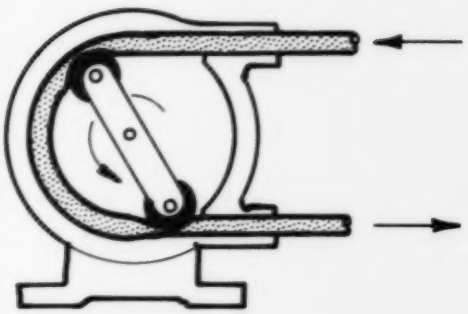


Fig. 17 Pompe à tube souple

Il existe deux différences entre les pompes à piston et les pompes à plongeur. Premièrement, le piston est plus court que le cylindre tandis que le plongeur est plus long. Deuxièmement, dans une pompe à piston, l'étanchéité est réalisée au moyen du piston tandis que les pompes à plongeur comportent un joint d'étanchéité monté dans le corps.

On utilise les pompes à piston pour pomper l'eau domestique et pour alimenter les dispositifs d'épandage à haute pression. Les pompes à plongeur sont fréquemment employées dans les puits profonds ou dans les systèmes transportant du purin, tout particulièrement dans l'industrie laitière. Ces deux types de pompes ont une capacité élevée et fonctionnent à haute pression.

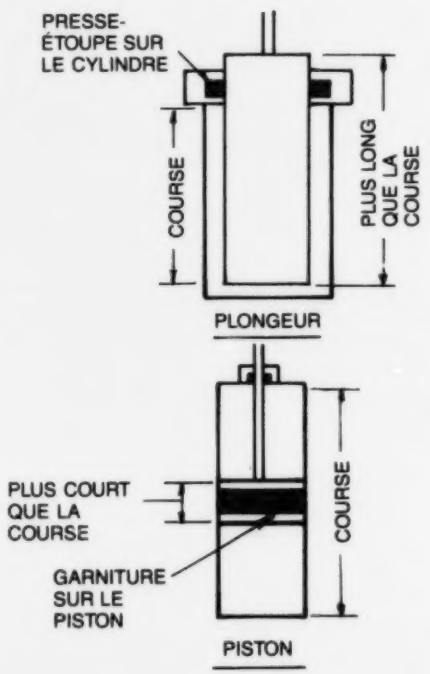


Fig. 18 Comparaison du piston et du plongeur

4.16 *Pompe à diaphragme* Les pompes à diaphragme sont utilisées avec les liquides limpides tout aussi bien qu'avec ceux contenant une concentration élevée de solides tels que les pulpes, les eaux usées, les boues et les matières corrosives. Un diaphragme en caoutchouc remplace le piston et le cylindre des autres pompes alternatives, et le bord extérieur du diaphragme est boulonné à une bride du corps de la pompe. Le diaphragme étant souple, le plongeur peut se déplacer.

Les pompes à diaphragme sont soit ouvertes, si la soupape de refoulement fait partie du diaphragme, ou fermées, si elle fait partie du corps de la pompe. Des schémas de ces deux types de pompes sont fournis à la figure 19.

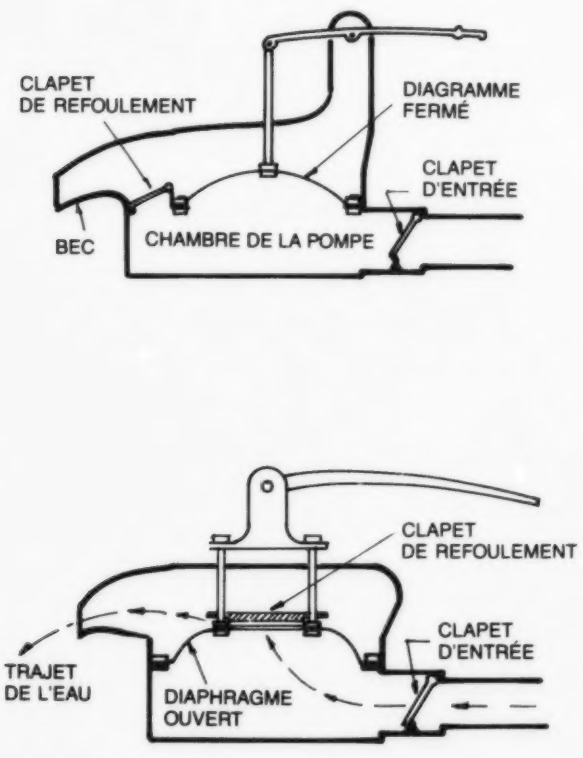


Fig. 19 Pompe à diaphragme

4.17 Pompes diverses

Il existe diverses pompes qui n'entrent pas dans la classification ci-dessus. Cinq de ces pompes sont fréquemment utilisées en agriculture :

- pompe à injection d'air
- pompe à déchiqueteur
- pompe à éjecteur
- pompe submersible
- bélier hydraulique

4.18 *Pompe à injection d'air* Une pompe à injection d'air (fig. 20) est composée d'un compresseur pneumatique et d'une conduite qui transporte l'air jusqu'à un diffuseur situé près de l'extrémité inférieure d'un tuyau de refoulement. L'air comprimé est injecté très profondément dans l'eau à l'intérieur du tuyau de refoulement. Un mélange d'air et d'eau se forme et monte à l'intérieur du tuyau de refoulement, car il est moins dense que la colonne d'eau extérieure.

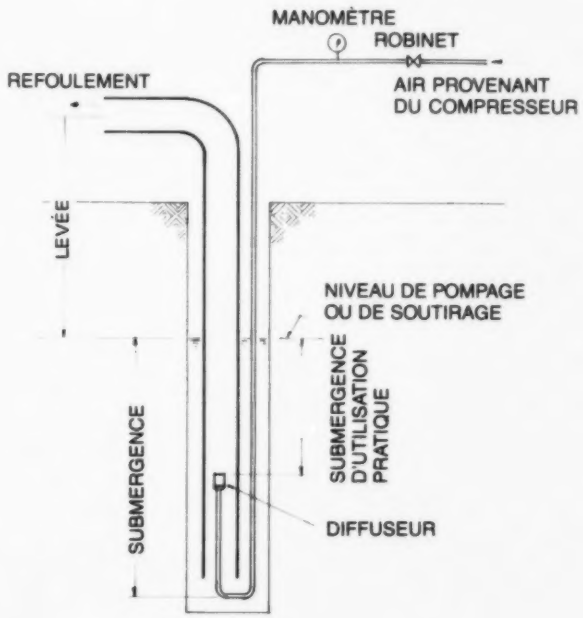


Fig. 20 Pompe à injection d'air

Lorsqu'on prévoit installer un système de pompage à injection d'air, il faut tenir compte de deux facteurs importants : la submersion et le diamètre du tuyau de refoulement. La submersion est la profondeur de l'entrée de la pompe par rapport au niveau de l'eau pompée. On exprime la submersion sous forme d'un pourcentage à l'aide de l'équation suivante :

$$\%s_w = \frac{100\, s_w}{s_w + h}$$

où s_w = submersion de service (m)

h = élévation

Reportez-vous au tableau 21 pour obtenir les valeurs minimales de submersion nécessaires

pour que la pompe fonctionne de façon satisfaisante.

Tableau 21 Submersion nécessaire pour les systèmes de pompage à injection d'air

Profondeur du puits (m)	Submersion (%)
jusqu'à 15	65
15–30	60
30–60	50
60–100	50

Tableau 22 Taille de conduites d'air et de refoulement dans les systèmes de pompage à injection d'air

Débit de pompage (L/s)	Conduit du puits	Taille nominale de la pompe (mm)	
		Conduite de chute	Conduite d'air
2–4	90	65	19
4–5	115	75	25
5–6	130	90	32
6–10	150	100	38
10–16	200	130	38

La capacité de la pompe dépend de la section du tube de refoulement. Si le tube est trop grand, l'air se mélange mal. S'il est trop petit, la friction est excessive et les bulles d'air se dilatent de façon inefficace. Les diamètres recommandés pour les tubes sont indiqués au tableau 22.

L'air est injecté dans le tuyau de refoulement à travers un diffuseur ou une plaque percée d'un grand nombre de petits trous ayant chacun un diamètre d'environ 6 mm. Les bulles doivent être petites pour que l'air se mélange bien au liquide.

La pression minimale d'air pour vaincre la submersion est donnée ci-après :

$$p = s \times 9{,}81 \text{ kN/m}^3$$

où p = pression (kPa)

s = submersion (m)

Au démarrage, on augmente d'abord la pression. Cela permet à la pompe de surmonter l'inertie qui existe lorsque le niveau de l'eau statique est supérieur au niveau de pompage. Les volumes d'air et les pressions de service sont donnés au tableau 23.

On utilise les pompes à injection d'air pour les urgences ou pour transporter de l'eau renfermant du sable ou de la boue. Ces pompes étant inefficaces, l'eau doit être refoulée dans un réservoir ouvert.

4.19 *Pompe à déchiqueteur* Les pompes à déchiqueteur résistent au colmatage ou au coincement même lorsqu'elles servent à refouler des solides tels que du plastique, du caoutchouc, des fibres ou du bois. Un appareil de déchiquetage monté à l'entrée réduit les solides en une bouillie fine et facile à pomper. On peut choisir parmi une gamme variée de pompes à déchiqueteur ayant des capacités et des pressions très diverses.

4.20 *Pompe à éjection* Les pompes à éjection combinent l'action centrifuge (turbine) des pompes conventionnelles à celle d'un éjecteur ou gicleur (fig. 21). Le gicleur est généralement monté sur le tuyau d'aspiration 6 m au-dessus du niveau de pompage ou de soutirage du liquide.

On utilise des gicleurs pour puits peu profonds ou profonds. Le gicleur pour puits peu profonds est monté à l'intérieur du corps de la pompe ou est fixé à cette dernière. Par contre, le gicleur pour puits profonds est placé en dessous du niveau de pompage du liquide. Il est préférable d'utiliser des gicleurs pour puits profonds, car la pompe peut être placée au-dessus du sol ou à l'extérieur du puits.

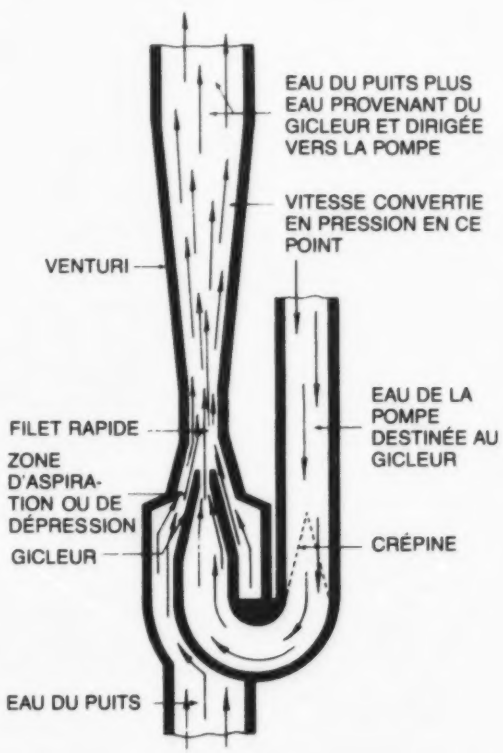


Fig. 21 Pompe à éjecteur
Source: Agriculture Canada.

Tableau 23 Volumes d'air et pressions de service dans les systèmes de pompage à injection d'air

Hauteur par rapport au niveau (m)	Submersion (profondeur de la conduite d'air en dessous du niveau de soutirage) (m)	Air (L par L d'eau pompée)	Pression de service (kPa)
12	12	3,7	120
	24	2,5	240
18	18	4,5	180
	36	3,0	355
24	24	4,9	240
	48	3,4	475
30	30	5,6	295
	60	4,0	590
42	42	6,4	415
	85	4,7	835
60	60	7,9	590

Les pompes à éjecteur sont moins coûteuses que les pompes submersibles ou les turbines pour puits profonds, mais elles sont moins efficaces.

Une partie du liquide refoulé par la pompe à éjecteur recircule dans le tuyau de commande jusqu'au gicleur. Comme le filet se déplace rapidement, il crée une zone de dépression qui aspire le liquide du puits et le refoule dans un tube Venturi. La pression augmente lorsque le liquide passe dans la partie plus large du tube. Cette pression refoule le liquide vers le haut du tube de refoulement, à condition de ne pas dépasser la hauteur d'aspiration de la pompe.

Les pompes à éjecteur peuvent fonctionner à des profondeurs de 120 m et plus; toutefois, lorsque l'élévation est supérieure à 46 m, on recommande d'employer un autre type de pompe.

Pour qu'une pompe à éjecteur fonctionne efficacement, on doit choisir l'éjecteur en fonction de l'élévation. Il existe deux types de montage. Il peut y avoir deux tuyaux séparés, l'un servant à transporter le liquide et l'autre à alimenter l'éjecteur en liquide. Dans ce montage, l'éjecteur est placé à l'intérieur d'un conduit de puits de plus de 100 mm de diamètre. Le montage à tuyau simple est conçu pour les puits plus petits et utilise un conduit de puits comme tuyau de commande pour alimenter l'éjecteur en eau. Grâce à des adapteurs, il est possible de monter un assemblage à tuyau simple dans la plupart des petits conduits de puits.

4.21 *Pompe submersible* Les pompes submersibles sont composées d'une petite pompe centrifuge à étages multiples couplée à un moteur électrique. La pompe et le moteur forment une unité compacte, qui peut être montée à l'extrémité d'un tuyau de refoulement suspendu sous l'eau. Des fils isolés imperméables à l'eau alimentent le moteur de la pompe. Les pompes submersibles peuvent être montées à l'intérieur de conduits de puits de 100 mm de diamètre et plus. Il existe des pompes submersibles à turbine et à rotor. Ces pompes permettent d'obtenir des pressions et des capacités élevées.

Comme elles fonctionnent sous l'eau, les pompes submersibles présentent plusieurs avantages, dont un rendement élevé et un fonctionnement exceptionnellement silencieux. En outre, il n'est pas nécessaire de les amorcer et il est généralement peu coûteux de les protéger contre le gel. Toutefois, si la pompe tombe en panne, il est nécessaire de la sortir du puits ainsi que toute la tuyauterie. En outre, le sable et les liquides corrosifs gênent le fonctionnement des pompes submersibles.

4.22 *Bélier hydraulique* Un bélier hydraulique est composé d'un appareil moteur et d'une pompe. Il fonctionne avec une alimentation en eau située plus haut. L'énergie cinétique de l'eau provenant de l'alimentation surélevée et circulant dans le tube de commande entraîne le bélier. Cette énergie produit une pression dans le bélier qui fait monter la pression d'une partie de l'eau à un niveau supérieur à celui de la charge statique de l'alimentation seule. Le cycle de pompage du bélier hydraulique est illustré à la figure 22.

Toutefois, les béliers hydrauliques ne sont pas très efficaces. En effet, un bélier dont le tube de commande de 9 m de haut est traversé par un débit de 190 L/min fait monter l'eau de 15 m avec un débit de 20 L/min. Le reste de l'eau est perdu.

On utilise les béliers hydrauliques pour pomper l'eau d'un ruisseau ou d'une source lorsque l'on ne dispose d'aucune alimentation électrique.

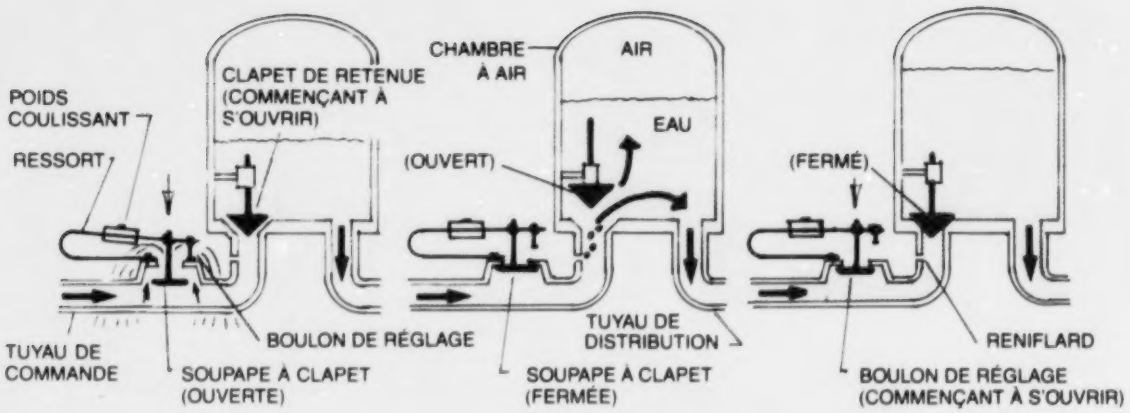


Fig. 22 Cycle de pompage d'un bélier hydraulique

5 CARACTÉRISTIQUES DES POMPES ET DES SYSTÈMES

5.1 Introduction

L'*American Society of Mechanical Engineers* (ASME) a établi des procédures standards pour l'essai des pompes centrifuges et des pompes rotatives. Les fabricants utilisent ces procédures pour évaluer le rendement des pompes et pour en fournir les spécifications. La connaissance de plusieurs termes et définitions est importante pour comprendre les données normalisées.

La **hauteur d'élévation** est la distance verticale entre le niveau libre de la source d'alimentation et le point du refoulement libre. La hauteur d'élévation peut également être mesurée depuis la source jusqu'au niveau de la surface libre du liquide refoulé.

La **hauteur d'aspiration** est la hauteur de la surface du liquide d'alimentation au-dessus de l'axe de la pompe.

La **hauteur de refoulement** est la distance verticale entre l'axe de la pompe et le point de refoulement libre du liquide. La hauteur de refoulement est aussi mesurée par rapport au niveau de la surface libre du liquide refoulé.

La **distance verticale d'aspiration** est la distance verticale entre le niveau du liquide d'alimentation et l'axe de la pompe.

La **hauteur d'élévation totale** est la distance verticale entre le niveau d'alimentation et le niveau de refoulement du liquide pompé.

La **charge de friction** (mesurée en mètres) est la hauteur équivalente de pompage nécessaire pour que le liquide pompé surmonte la résistance à l'écoulement dans les tuyaux, robinets et les raccords de la canalisation. Les pertes de charge de friction se produisent du côté de l'aspiration et du côté du refoulement de la pompe et dépendent du débit du liquide, de la taille des tuyaux, de leurs caractéristiques intérieures et de la nature du liquide pompé.

La **résistance des raccords de tuyaux** est habituellement exprimée à l'aide d'une longueur équivalente de tuyau droit. Les tableaux 13 à 17 donnent les pertes de charge de friction pour l'eau dans divers types de tuyaux; les tableaux 24 et 25 donnent les longueurs de tuyaux équivalentes à divers raccords. On calcule les pertes de charge de friction à l'aide de l'équation Darcy-Weisbach. (section 3)

La **charge de vitesse** est la hauteur à laquelle l'eau devrait se trouver pour atteindre une vitesse égale à sa vitesse moyenne durant le pompage. Indirectement, la charge de vitesse est fonction de l'énergie communiquée au liquide par la pompe. On utilise l'équation suivante pour calculer la charge de vitesse (H_v) :

$$H_v = V^2 / 2g$$

où V = vitesse

g = accélération due à la gravité.

Dans la plupart des applications de pompage, la charge de vitesse est petite. Pour cette raison, on la néglige lorsque l'on calcule la charge totale.

Les **pertes de charge des orifices d'entrée et de sortie** sont causées par la friction qui se produit lorsque le liquide entre ou sort de la canalisation. Sauf dans des cas exceptionnels, ces pertes sont négligeables.

La **charge de pression** est la pression à l'endroit où le liquide pompé entre dans un réservoir fermé partiellement rempli.

Tableau 24 Perte de charge de friction causée par des raccords de tuyaux

Taille nominale (mm)	Sortes de raccords									
	coude 90 °	coude 45 °	conduite en T	conduite en T	corps de soupape*	soupape à disque*	clapet de retenu*	robinet*	soupape d'aspiration*	crépine
	Longueur équivalente de tuyau (m)									
6,40	0,70	0,23	0,24	0,73	0,10	6,40	2,19			
9,50	0,94	0,16	0,37	1,07	0,14	6,71	2,22			
12,70	1,10	0,22	0,52	1,28	0,17	6,71	2,44	4,88	1,22	3,05
19,00	1,34	0,28	0,73	1,61	0,20	7,31	2,68	6,40	1,52	3,66
25,40	1,58	0,40	0,97	2,01	0,26	8,84	3,35		1,83	4,27
31,80	2,01	0,52	1,40	2,65	0,33	11,30	3,96		2,13	4,88
38,10	2,25	0,64	1,71	3,02	0,37	12,80	4,57		2,44	5,49
50,80	2,59	0,83	2,34	3,66	0,46	16,50	5,79		2,74	6,10
63,50	2,83	0,97	2,83	3,96	0,52	18,90	6,70		3,05	6,71
76,20	3,35	1,22	3,66	5,18	0,58	24,10	8,23		3,66	7,62
101,60	3,96	1,68	5,80	6,40	0,76	33,50	11,60			

* Pleine ouverture.

Tableau 25 Perte de charge de friction causée par des raccords montés sur des tuyaux en plastique

Taille nominale (mm)	Sortes de raccord	
	Couplage	Adaptateur
	Longueur équivalente de tuyau (m)	
12,7	0,15	0,30
19,0	0,23	0,46
25,4	0,30	0,61
31,8	0,38	0,84
38,1	0,46	1,07
50,8	0,61	1,37
76,2	0,91	1,98
101,6	1,22	2,74
152,4	1,90	4,27

La hauteur totale d'aspiration est la différence entre la hauteur d'aspiration et la somme de toutes les charges de friction (y compris la pression qui peut s'exercer sur le liquide à l'aspiration).

La charge totale d'élévation est la somme de la hauteur d'aspiration, de la charge de friction, de la charge de vitesse, des pertes de charge des orifices d'entrée moins la pression qui peut s'exercer du côté de l'aspiration du système.

La charge totale de refoulement est la somme de la hauteur de refoulement, de la charge de friction, de la charge de vitesse et de la pression pouvant s'exercer au refoulement.

La charge totale de la pompe est l'augmentation d'énergie communiquée au liquide par la pompe. Elle est égale à la somme de la charge totale d'élévation et de la charge totale de refoulement. Ou encore, s'il y a une charge d'aspiration, la charge totale de la pompe est égale à la différence entre la charge de refoulement et la charge d'aspiration.

5.2 Courbes de charge et sélection des pompes

La relation entre la charge de la canalisation et les caractéristiques de l'écoulement jouent un rôle important lorsque l'on doit choisir une pompe en fonction d'une application. Les analystes utilisent des courbes de charge et des courbes de caractéristiques des pompes afin de déterminer les pompes les plus appropriées pour l'utilisation recherchée. Cette méthode de sélection s'applique aux pompes centrifuges, rotatives et alternatives ainsi qu'aux ventilateurs.

Quelle que soit la canalisation, on utilise le débit pour calculer les pertes de charge causées par la friction contre les parois des tuyaux et par la vitesse. Donc, pour une hauteur d'élévation donnée, la charge du système augmente dans le même sens que le débit. La charge statique varie de la même façon. On ajoute la charge de friction à la hauteur d'élévation maximale et les pertes de charge de vitesse à la hauteur d'élévation minimale pour

obtenir les données utilisées avec les courbes de charge du système.

On établit le point d'exploitation d'une pompe en superposant le graphique de la courbe de la pompe à celui de la courbe du système. Le point où les deux courbes se croisent est le point d'exploitation de la pompe. On utilise ensuite les points d'exploitation pour évaluer la plage d'exploitation de la pompe et la convenance de cette dernière à l'application.

Les trois exemples suivants montrent comment établir les courbes de charge du système.

5.3 *Problème nº 1* Établissez une courbe de charge du système pour le montage illustré à la figure 23. La pompe a un débit de 1,5 L/s.

Éléments du tuyau d'aspiration	Longueur équivalente (m)
tuyau d'aspiration de 32 mm	75,0
un coude de 90°	2,0
un clapet à pied	2,1
une crépine	4,9
	84,0

La longueur équivalente totale du tuyau d'aspiration (L_s) est 84,0 m.

Le tableau 13 indique que la perte de charge de friction (H_f) dans un tuyau de 32 mm et avec un débit de 1,5 L/s est de 15,2 m par 100 m de tuyau.

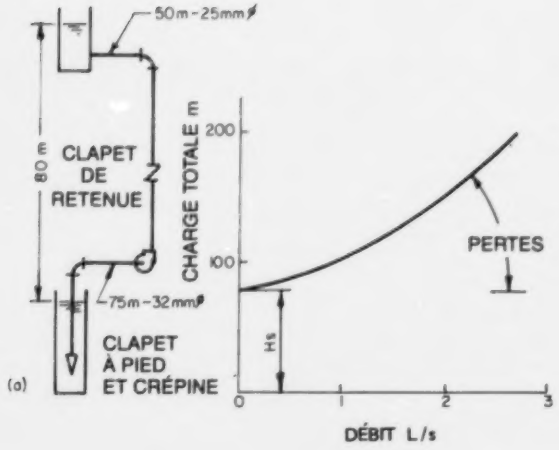


Fig. 23 Pompe connectée à un seul tube de refoulement

$$H_f = L_s \times \frac{H_f}{100}$$

$$= 84{,}0 \times \frac{15{,}2}{100}$$

$$= 12{,}8 \text{ m}$$

où H_f = perte de charge de friction

L_s = longueur équivalente du tuyau d'aspiration (m)

Longueur du tuyau de refoulement	Longueur équivalente
tuyau de refoulement de 25 mm	50,0
un coude de 90°	1,6
un clapet de retenue	3,4
	55,0

La longueur totale équivalente du tuyau de refoulement (L_d) est 55,0 m.

$$H_f = L_d \times \frac{H_f}{100}$$

$$= 55{,}0 \times \frac{57{,}9}{100}$$

$$= 31{,}8 \text{ m}$$

où H_f = perte de charge de friction

L_d = longueur équivalente du tuyau de refoulement (m)

L'équation donnant la charge totale de friction (H_{ft}) est :

$$H_{ft} = 12{,}8 + 31{,}8$$

$$= 44{,}6 \text{ m}$$

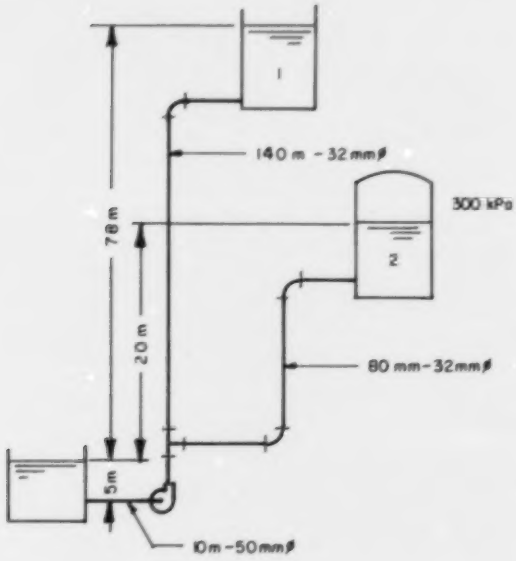
Faites des calculs semblables pour calculer la hauteur d'élévation totale et la charge de friction correspondant à d'autres débits. Les résultats de ces calculs peuvent être reportés dans une table ayant l'aspect suivant :

Débit (L/s)	Hauteur d'élévation totale (m)	Charge de friction (m)
0,5	80	5,9
1,0	80	21,1
1,5	80	44,6
2,0	80	76,0
2,5	80	114,9

Utilisez ensuite la table pour tracer la courbe du système.

Déterminez le point d'exploitation du système en superposant une courbe typique de capacité de charge de pompe à la courbe du système. Sélectionnez la pompe donnant la pression et le débit les plus stables, et offrant le rendement le plus élevé pour le rotor le plus petit ou la vitesse de fonctionnement la plus faible.

5.4 *Problème nº 2* Établissez une courbe de charge pour la pompe dotée de deux tuyaux de refoulement qui est illustrée à la figure 24.



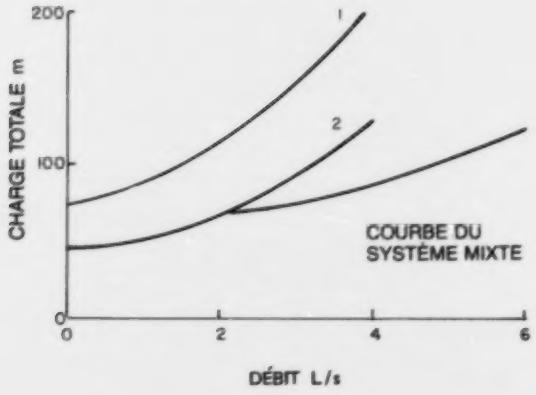


Fig. 24 Pompe connectée à deux tubes de refoulement

Lorsqu'il y a plusieurs tuyaux, on trace des courbes de charge indépendantes pour chacun d'entre eux. On ajoute ensuite les débits des tuyaux afin d'obtenir la charge combinée du système.

Dans cet exemple, on a supposé que le débit était de 2,0 L/s dans chacun des tuyaux de refoulement.

On calcule d'abord la perte de charge de friction (H_f) de l'un des tuyaux de refoulement.

Éléments de la canalisation de refoulement	Longueur équivalente (m)
tuyau de refoulement de 32 mm	140,0
un coude de 90 °	2,0
une conduite en T	1,4
	143,4

La longueur totale équivalente de cette canalisation de refoulement est 143,4 m.

$$H_f = 143,4 \times \frac{25,9}{100}$$

$$= 37,1 \text{ m}$$

On calcule ensuite la perte de charge du second tuyau de refoulement.

Éléments de la canalisation de refoulement	Longueur équivalente (m)
tuyau de refoulement de 32 mm	80,0
deux coudes de 90°	4,0
une conduite en T	2,7
	86,7

La longueur totale équivalente de ce tuyau de refoulement est 86,7 m.

$$H_f = 86,7 \times \frac{25,9}{100}$$

$$= 22,5 \text{ m}$$

Ensuite on calcule la charge de pression (H_p) de ce second tuyau de refoulement. Il n'y a aucune charge de pression dans le premier système car le réservoir est ouvert.

$$H_p = \frac{p}{\gamma}$$

$$= \frac{300}{9,8}$$

$$= 30,4$$

où H_p = charge de pression

p = pression (kPa)

γ = poids spécifique (kN/m³)

Enfin, on calcule la perte de charge de friction du tuyau d'aspiration du système. Le tuyau d'aspiration a 10 m de long. On remarquera que le débit du côté de l'aspiration est de 4 L/s.

$$H_f = 10 \times \frac{13,1}{100}$$

$$= 1,3 \text{ m}$$

Les données récapitulatives du système 1 sont les suivantes :

Hauteur d'aspiration	=	–5,0 m
Hauteur de refoulement	=	78,0 m
Perte totale de charge de friction	=	37,1 + 0,7
	=	37,8 m
Charge totale	=	110,8 m

Les données récapitulatives du système 2 sont les suivantes :

Hauteur d'aspiration	=	–5,0 m
Hauteur de refoulement	=	20,0 m
Perte totale de charge de friction	=	22,5 + 0,7
	=	23,2 m
Charge de pression	=	30,4 m
Charge totale	=	68,6 m

Tout comme dans l'exemple précédent, on établit une table dans laquelle on reporte la charge totale pour divers débits.

Débit (L/s)	Charge totale 1 (m)	Charge totale 2 (m)
0,0	73,0	45,4
1,0	83,8	52,3
2,0	110,8	68,8
3,0	153,3	94,7
4,0	209,8	129,2

On utilise un graphique correspondant aux données figurant dans la table pour sélectionner une pompe convenant à l'application. Dans cet exemple, le débit minimal dans chacun des deux systèmes est de 2 L/s. Pour ce débit, il faut une charge totale de 110,8 m dans le système 1, ce qui donne un débit d'environ 3,5 L/s dans le système 2. On installera donc une pompe capable de fournir une charge d'au moins 110 m et un débit de 5,5 L/s.

5.5 Caractéristiques des pompes

Les fabricants utilisent habituellement des tableaux ou des graphiques pour présenter les diverses spécifications des pompes, et cela tout particulièrement pour les besoins énergétiques. Le tableau 26 montre une méthode d'illustrer les données de performance des pompes dans le cas d'une série de petites pompes centrifuges. Avec les pompes de cette série, l'élévation maximale est limitée à environ 4,6 m.

Les figures 25 et 26 illustrent des courbes de performances qui indiquent les caractéristiques des pompes. Les données suivantes y figurent :

- identification de la pompe
- diamètre du rotor
- taille des tuyaux d'aspiration et d'entrée
- charge et capacité
- rendement
- hauteur pratique d'aspiration

Les courbes illustrées s'appliquent à une petite pompe centrifuge munie d'une conduite d'aspiration de 31,75 mm et d'une conduite de refoulement de 25,4 mm. Des courbes de charge et de capacité établies pour une vitesse constante et un diamètre de rotor variable sont illustrées à la figure 25. La figure 26 fournit des données pour une pompe dont le diamètre du rotor est constant, mais dont la vitesse est variable.

On remarquera que si les conditions d'utilisation d'un système changent par suite de la variation de niveau de la surface d'aspiration ou de refoulement ou encore des caractéristiques de friction, la charge totale change également.

Voici quelques caractéristiques ayant une influence sur le fonctionnement du système :

- hauteur pratique d'aspiration
- cavitation
- installation en série ou en parallèle
- liquides pompés

Tableau 26 Données de performance des pompes

Régime de moteur (kW)	Taille du tuyau de refoulement (mm)	Taille du tuyau d'aspiration (mm)	Charge totale(m)										vanne d'arrêt
			18,3	21,3	24,4	27,4	30,5	33,5	36,6	42,7	48,8	54,9	
			Capacité (L/min)										
2,2	50	75	570	490	415	285							30,5
3,7	50	75		720	700	660	605	550	475	210			44,2
5,9	50	75						755	740	660	530	340	59,4
7,5	50	75								775	740	645	73,1

Nota : pompe fonctionnant à 3450 r/min.
La distance verticale d'aspiration maximale est de 4,6 m.

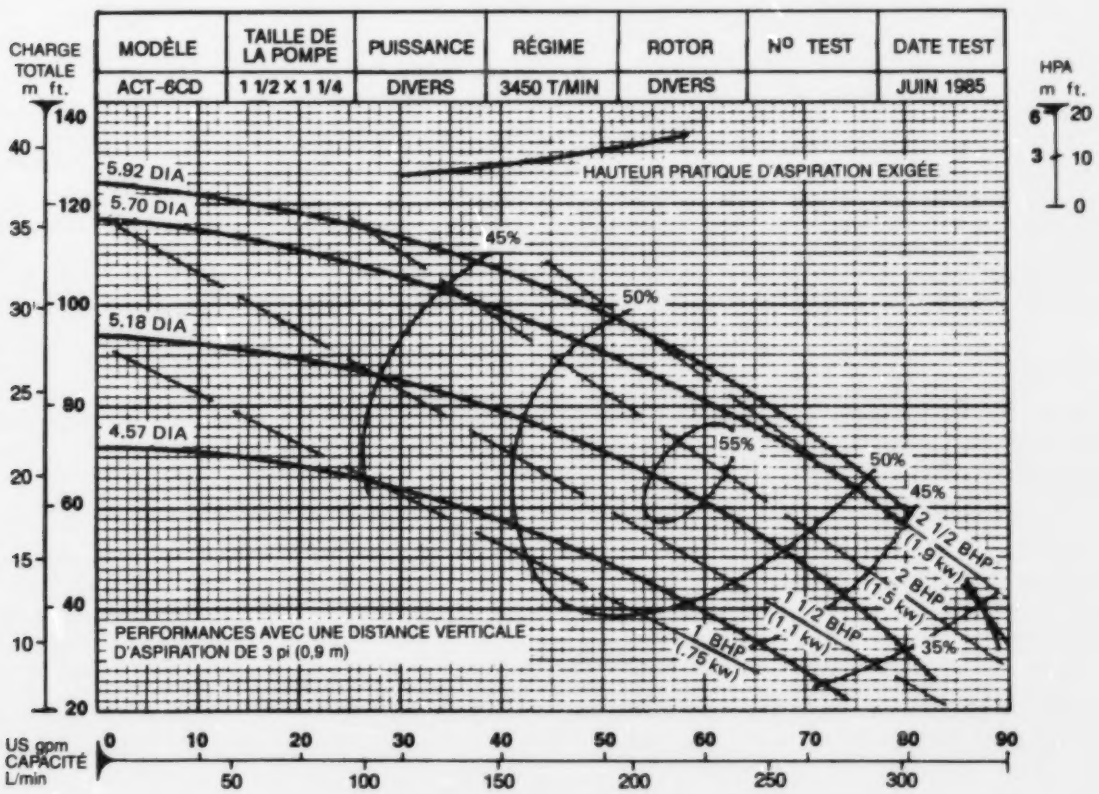


Fig. 25 Courbes de performances d'une pompe centrifuge fonctionnant à vitesse constante. Ces données montrent comment les performances varient avec le diamètre du rotor.

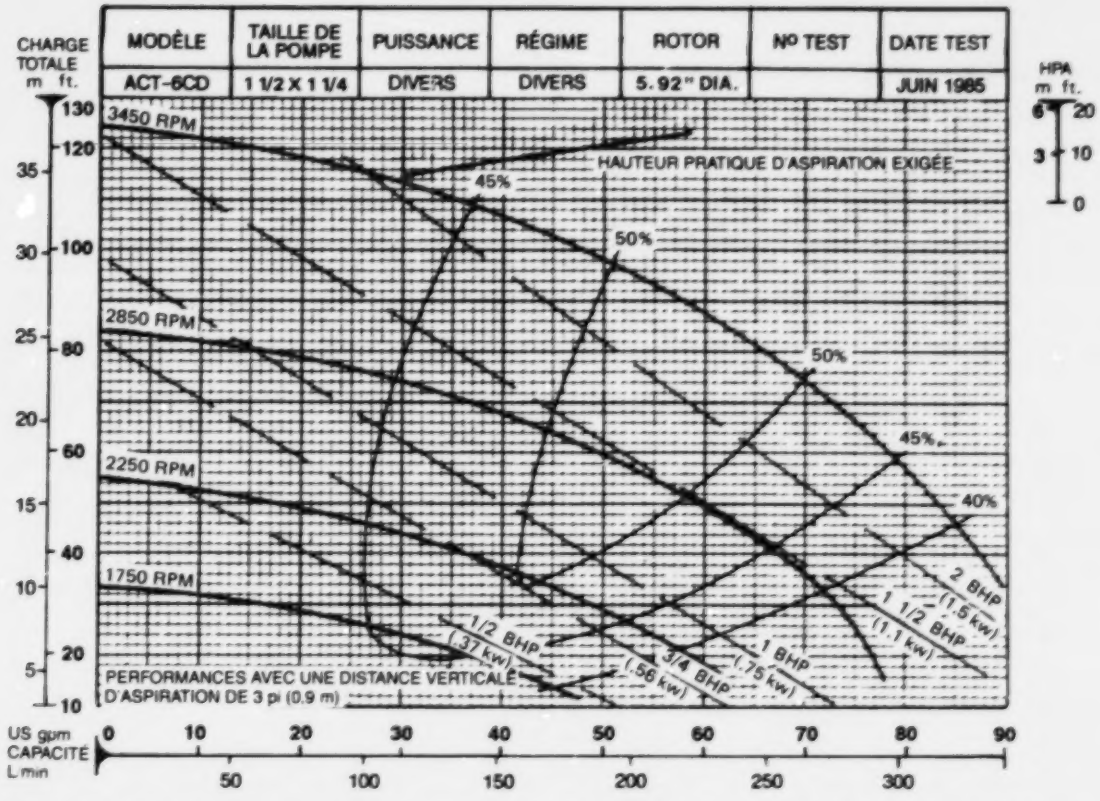


Fig. 26 Courbes de performances d'une pompe centrifuge à diverses vitesses, le diamètre du rotor étant donné.

5.8 *Hauteur pratique d'aspiration* La hauteur pratique d'aspiration est la pression nécessaire pour faire entrer le liquide dans la conduite d'aspiration de la pompe. Toutes les pompes doivent fonctionner à la hauteur pratique d'aspiration minimale, car il faut éviter que les lames du rotor risquent d'être endommagées par cavitation. On détermine la hauteur pratique d'aspiration en fonction du type de la pompe, de sa capacité et de sa vitesse d'exploitation.

Si une pompe ne fonctionne pas à la hauteur pratique d'aspiration minimale, sa capacité et son rendement risquent d'en souffrir. Il se produit également des vibrations et des bruits excessifs, la durée de vie des pièces de la pompe est réduite à cause de l'érosion/cavitation, et enfin la pompe elle-même risque d'être endommagée si elle tourne à sec ou s'il se forme des bouchons de gaz.

La hauteur pratique d'aspiration (HPA) est égale à la hauteur totale d'aspiration, mesurée en mètres au point d'aspiration, moins la pression de vapeur du liquide également mesurée en mètre. Dans le cas des pompes rotatives et centrifuges, on calcule la hauteur pratique d'aspiration pour le débit maximal et donc avec des pertes de charge maximales aussi. Avec les pompes alternatives, on utilise le débit maximal et le débit minimal pour calculer la hauteur pratique d'aspiration et l'on choisit la pompe en fonction de la plus faible des deux hauteurs pratiques d'aspiration.

Suivant la configuration de la pompe, on utilisera l'une des équations suivantes pour calculer la hauteur pratique d'aspiration.

Lorsque le liquide entre dans la pompe au-dessus de son axe et que la surface est exposée à la pression atmosphérique :

$$\text{HPA} = (p_a + H_s) - (H_f + p_v)$$

Lorsque le niveau du liquide est en dessous de l'axe de la pompe :

$$\text{HPA} = p_a - (H_s + H_f + p_v)$$

Si le liquide aspiré par la pompe provient d'un réservoir fermé et qu'il entre dans la pompe au-dessus de son axe :

$$\text{HPA} = (p_t + H_s) - (H_f + p_v)$$

Si le liquide aspiré par la pompe provient d'un réservoir fermé et que le niveau du liquide est en dessous de l'axe de la pompe :

$$\text{HPA} = p_t - (H_s + H_f + p_v)$$

Tableau 27 Pression de vapeur de l'eau

Température (°C)	Densité relative (d)	Pression de vapeur	
		m	kPa
10	0,999	0,125	1,23
20	0,998	0,238	2,34
30	0,995	0,433	4,24
40	0,992	0,752	7,38
50	0,988	1,260	12,30
60	0,985	2,030	19,90
70	0,977	3,180	31,20
80	0,971	4,830	47,30
90	0,965	7,150	70,10
100	0,958	10,300	101,30

Tableau 28 Pression atmosphérique à diverses altitudes (mesurée à 15 °C)

Altitude au-dessus du niveau de la mer (m)	Pression atmosphérique (kPa)
0	101,3
100	100,1
200	98,9
300	97,7
400	96,6
600	94,3
800	92,0
1000	89,8
2000	79,5
3000	70,1

Dans les équations ci-dessus :

p_a = pression atmosphérique (m)

H_s = hauteur d'aspiration (m)

H_f = perte de charge de friction dans la conduite d'aspiration (m)

p_v = pression de vapeur du liquide (m)

p_t = pression du réservoir (m)

Les valeurs de la pression de vapeur de l'eau sont données au tableau 27. Le tableau 28 donne une liste de pressions atmosphériques en fonction de l'altitude.

Des liquides tels que l'essence, les réfrigérants et le propane, qui vaporisent facilement à la pression et aux températures atmosphériques normales, peuvent être difficiles à pomper. En effet, la volatilité de ces liquides fait qu'il est difficile d'obtenir une hauteur pratique d'aspiration suffisante. On s'assurera que la hauteur pratique d'aspiration est supérieure à celle exigée par la pompe; autrement le liquide se vaporisera dans la conduite d'aspiration.

5.7 *Cavitation* Si une pompe fonctionne avec une distance verticale d'aspiration très grande ou pompe un liquide chaud, il se peut que la hauteur pratique d'aspiration ne soit pas suffisante pour prévenir la cavitation à l'intérieur de la pompe. Le processus de cavitation est complexe : des bulles se forment lorsque le liquide se vaporise au point où la pression est la plus faible, derrière les lames du rotor. Les bulles montent ensuite vers une zone de pression plus élevée, à proximité des pointes des lames, et elles s'écrasent rapidement. Le liquide frappe alors le rotor avec suffisamment de force pour créer des évidements dans ce dernier, c'est-à-dire des piqûres. L'écrasement des bulles est à l'origine des bruits et des vibrations associés à la cavitation.

5.8 *Installation en série et en parallèle* Dans les applications pour lesquelles les demandes sont variées, on installe plusieurs pompes en série ou en parallèle. Les pompes sont montées en parallèle lorsque le débit doit être élevé. Ce montage permet de n'utiliser qu'une seule pompe pendant les périodes où le débit est faible. Pour évaluer le rendement du système de pompage sous des conditions variables, on trace la courbe de charge du système avec les courbes mixtes de performances et de débit des deux pompes.

Pour évaluer des pompes fonctionnant en série, on trace la courbe mixte en ajoutant les charges de chacune des pompes ayant des capacités équivalentes. Dans le cas des pompes en parallèle, on additionne les capacités des pompes fonctionnant avec la même charge. On prédit le point d'exploitation en superposant la courbe de charge du système à la courbe mixte.

5.9 *Liquides pompés* Comme les courbes des pompes indiquent la charge en mètres (d'eau), elles sont valides quel que soit le liquide pompé. La charge exprimée en unités de pression (kPa) dépend de la densité relative du liquide pompé. L'équation suivante indique la relation entre la charge mesurée en mètres (H) et la pression mesurée en kilopascals (p).

$$H = \frac{p}{9{,}81\ \text{kN/m}^3 \times d}$$

où H = charge (m)

p = pression (kPa)

d = densité relative

5.10 Besoins énergétiques des pompes

On utilise l'équation suivante pour calculer la puissance nécessaire pour commander une pompe aspirant des liquides incompressibles :

$$P = \frac{9{,}81\, Q \rho H_t}{e}$$

où P = puissance (W)
Q = débit (L/s)
ρ = densité du liquide (kg/m^3)
H_t = charge totale (m)
e = rendement de la pompe (cette donnée est fournie par le fabricant de la pompe)

5.11 Capacité des pompes

Les deux méthodes les plus exactes de détermination de la capacité d'une pompe sont les suivantes :

- mesurer le volume du liquide transporté
- peser la quantité de liquide fourni au bout d'un temps donné

Toutefois, ces méthodes conviennent seulement dans le cas de petites quantités de liquide. Si les volumes sont importants, on utilise plutôt des tubes de Pitot, des débitmètres à orifice ou des appareils de mesure mécaniques. Si l'on ne dispose pas de réservoirs de pesée ou de débitmètres, on utilisera la méthode de refoulement horizontal pour estimer la capacité de la pompe.

5.12 *Tubes de Pitot* Placé dans un courant, le tube de Pitot indique la vitesse d'écoulement (fig. 27). L'équation suivante donne la vitesse :

$$V^2 = 2g(H_1 - H_2)$$

où V = vitesse d'écoulement (m/s)
g = 9,81 m/s^2
H_1 = charge piézométrique au point 1
H_2 = charge piézométrique au point 2

5.13 *Débitmètres à orifice* Le débitmètre à orifice permet de mesurer la perte de charge à travers un rétrécissement à l'intérieur d'une conduite. On détermine le débit en fonction des caractéristiques géométriques de l'orifice et des propriétés du liquide.

Le débitmètre à orifice le plus courant est le tube Venturi qui a la forme d'un sablier; il réduit le débit et ne provoque pas de pertes de charge.

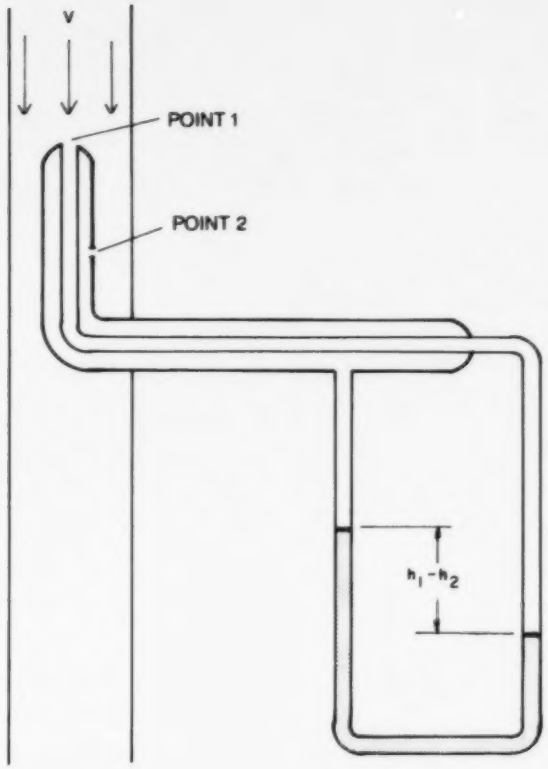


Fig. 27 Tube de Pitot

5.14 *Débitmètres mécaniques* Les débitmètres mécaniques sont généralement plus simples et moins coûteux que les débitmètres à orifice. Deux d'entre eux sont populaires :

- le débitmètre à turbine
- le rotamètre

Dans le débitmètre à turbine, un rotor tourne à l'intérieur du liquide en mouvement à une vitesse proportionnelle à celle du liquide. Le rotamètre est composé d'un tube vertical à travers lequel le liquide circule vers le haut. Un petit élément flotte dans le liquide à une hauteur proportionnelle au débit.

5.15 *Refoulement horizontal* Pour estimer le débit dans un tuyau horizontal, on construit un instrument de mesure en forme de L de la façon illustrée à la figure 28. On mesure la distance horizontale à laquelle la surface supérieure du liquide refoulé descend de 100 mm. On consulte ensuite le tableau de la figure 28 pour estimer le débit.

Détermination de la capacité d'une pompe à l'aide de la méthode de refoulement horizontal. Pour estimer le débit à l'aide d'un tuyau horizontal, construisez un instrument de mesure en forme de L semblable à celui illustré ci-dessous. Mesurez la distance X nécessaire pour que l'eau refoulée tombe de 100 mm. Reportez-vous à la table ci-dessous pour estimer le débit en L/min.

Distance horizontale X (mm)	Débit de refoulement (L/min) Diamètre nominal du tuyau, D (mm)									Vitesse moyenne (m/s)
	25	32	50	75	100	150	200	250	300	
100	21	37	83	184	316					0.6
125	27	46	104	231	394					0.8
150	32	56	125	276	473	1080				0.9
180	38	65	146	322	553	1260	2190			1.1
205	43	74	166	369	628	1440	2520	4010		1.3
230	48	83	187	416	708	1630	2840	4500	6280	1.4
255	54	93	210	462	783	1800	3140	5030	7000	1.6
280	59	102	229	507	867	1990	3460	5530	8330	1.8
305	64	110	250	553	946	2160	3780	6060	8400	1.9
330	70	119	271	598	1020	2350	4090	6550	9080	2.1
355	76	129	291	644	1100	2540	4390	7040	9800	2.3
380	81	137	312	693	1180	2690	4730	7570	10500	2.4
405	86	148	233	742	1260	2880	5030	8020	11200	2.6
430		157	352	784	1340	3070	5340	8560	11900	2.8
460			375	833	1420	3260	5680	9050	12600	3.0
485			416	878	1490	3440	5980	9546	13200	3.1
510				924	1570	3600	6280	10100	14000	3.2
535				969	1650	3780	6620	10600		3.5
560					1740	3970	6930	11100		3.6
585						4160	7230	11600		3.8
610						4310	7570	12100		4.0

Dans le cas de tuyaux dont le diamètre n'est pas standard, il est possible d'estimer le débit à l'aide de la formule suivante :

$$Q\ (L/min) = 3{,}37 \times 10^{-4}\ D^2\ X$$

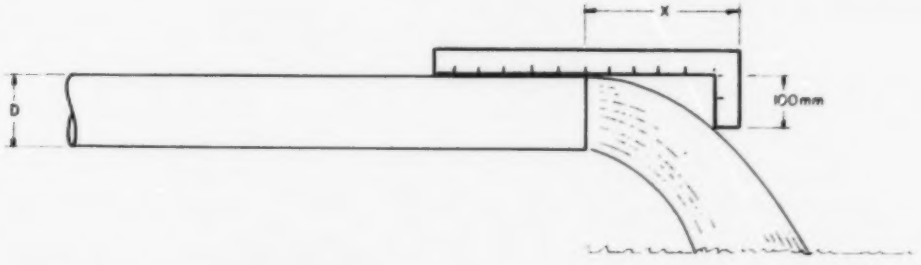


Fig. 28 Méthode de refoulement horizontal pour la détermination de la capacité d'une pompe

5.16 Coups de bélier

Il se produit des coups de bélier dans les canalisations fermées lorsque la vitesse du liquide varie soudainement. Il peut donc y avoir un coup de bélier lors du démarrage ou de l'arrêt d'une pompe, ou encore lorsque l'on ouvre ou ferme brusquement un appareil d'obturation. Le bruit désagréable du coup de bélier est causé par une onde de pression qui se forme lorsque la vitesse du liquide change rapidement. Une grande augmentation de pression peut causer des dommages importants aux pompes, aux tuyaux et aux raccords.

On estime l'augmentation de pression à l'aide de l'équation suivante :

$$p = V \cdot V_r / g$$

où
- p = augmentation de pression (m)
- V = vitesse de l'onde de pression dans le tuyau (m/s)
  $= 1480/(1 + K_E \cdot R)^{0,5}$
- V_r = variation de la vitesse du liquide (m/s)
- g = 9,81 m/s²
- K_E = module d'élasticité de l'eau/ module d'élasticité du tuyau

R = rapport du diamètre du tuyau sur l'épaisseur de la paroi.

Voici quelques valeurs de K_E pour des tuyaux courants :

- acier 0,010
- fer forgé 0,0107
- béton/amiante 0,088
- PVC (rigide) 0,83

Par exemple, voici comment on déterminerait l'augmentation de pression dans 800 m de tuyau d'acier 100 à la fermeture rapide d'un robinet du côté du refoulement. La vitesse du liquide est égale à 2,41 m/s avec $R = 19$.

$$V = 1480 / (1 + 0,010 \times 19)^{0,5}$$
$$= 1301,7 \text{ m/s}$$
$$p = \frac{1301,7 \times 2,41}{9,81}$$
$$= 320 \text{ m}$$

On utilise l'équation suivante pour déterminer le temps de propagation de l'onde de pression sur toute la longueur du tuyau.

$$t = L/V$$

où L = longueur du tuyau entre la pompe et l'appareil à l'origine du coup de bélier (m)

t = temps (s)

On peut prévenir les coups de bélier en prenant les précautions suivantes :

Prenez quelques secondes de plus pour arrêter le liquide. Pour cela, installez un volant d'inertie sur la pompe ou sur sa commande afin d'allonger le temps d'arrêt. L'installation de robinets de commande plus lents élimine pratiquement les coups de bélier.

Purgez un peu le système. Montez une chambre anti-bélier, un régularisateur de pression ou une soupape de décharge à proximité du refoulement de la pompe ou de l'appareil provoquant les coups de bélier. Cela a pour effet de purger une partie du liquide se trouvant dans le tuyau et d'amortir l'onde de pression.

Calculez le système avec des débits plus faibles. Utilisez des tuyaux de plus grand diamètre.

5.17 Pompage des liquides thixotropiques et dilatables

La connaissance des propriétés thixotropiques de liquides tels que la graisse, les sirops, les plastiques, les huiles végétales, les matières grasses, les colles et les vernis peut aider à concevoir des systèmes de pompage avec des tuyaux plus petits. En réduisant le diamètre du tuyau, on augmente le débit et on réduit la viscosité à des valeurs pratiques pour le pompage.

Lorsque l'on pompe des liquides dilatables tels que les boues argileuses, le chocolat au lait rempli de lait en poudre, les amidons et les peintures, il faut éviter les températures et les concentrations pour lesquelles ces liquides se dilatent le plus. Si cela n'est pas pratique, on maintient la vitesse d'écoulement au plus bas niveau possible en augmentant le diamètre du tuyau.

6 POMPAGE, TRANSPORT ET STOCKAGE DES MÉLASSES ET DES GRAISSES

6.1 Mélasses

Les propriétés chimiques et physiques des divers types de mélasse varient en fonction des conditions climatiques, du type de sol, des méthodes de raffinage et du degré d'adultération. Le tableau 29 donne les propriétés de divers types de mélasse.

Le tableau 30 donne la viscosité d'un échantillon moyen de mélasse de cane à sucre à diverses températures. Comme la viscosité des mélasses commerciales varie grandement, on utilise une viscosité moyenne de 11 000 mm^2/s dans la conception des systèmes de transport de mélasse. Toutefois, si la valeur Brix est élevée, on utilise plutôt des viscosités aussi hautes que 55 000 mm^2/s.

Tableau 29 Propriétés des mélasses

	Cane	Betteraves	Hydrol	Agrumes
Brix standard (15,6 °C)	78	76–85	75–80	70–73
Totaux des substances nutritives digestibles (%)	67–72	58–61	60	50–54
Total des sucres (%)	48–56	45–52	43–64	41–43
Protéines crues (%)	2,0–7,5	6–10	1	3–8
Protéines digestibles (%)	0	4	–	–
Total des minéraux (%)	8–13	8–12	2–8	4–8
Densité (kg/L)	1,41	1,40	1,38	1,35
Chaleur massique (kJ/(kg·C))	2,09	2,09	2,09	2,09

Tableau 30 Viscosités typiques des mélasses Brix 79,5 °

Température (°C)	Viscosité (mm^2/s)	SSU
15	7920	36 000
20	3960	18 000
25	1980	9 000
30	990	4 500
35	506	2 300
40	253	1 150

Source : B. Maddox.

À des températures inférieures à 20 °C, les mélasses ne se mélangent pas facilement et, à des températures inférieures à 15 °C, le, pompage peut être difficile. Toutefois, si l'on chauffe la mélasse à plus de 45 °C, elle risque de se caraméliser ou de se carboniser ce qui la rend impropre à la consommation par le bétail. Les mélasses chaudes risquent aussi d'encrasser le système de manutention. Il ne faut donc jamais chauffer les mélasses au-dessus de 38 °C. Il est préférable de conserver les mélasses dans une pièce dont la température est située aux alentours de 20 °C afin de ne pas avoir à les chauffer.

6.2 Stockage des mélasses

On stocke les mélasses dans des réservoirs en acier ou en béton. La paroi des réservoirs en acier doit avoir une épaisseur de 2,0 mm ou de 2,8 mm. Dans le cas de réservoirs portatifs, il faut utiliser un métal plus lourd, d'une épaisseur de 2,8 mm ou de 3,6 mm.

Comme le pH de la mélasse est supérieur à 5,5, elle ne corrode pas l'acier. La vapeur d'eau qui s'accumule à l'intérieur des réservoirs en acier peut toutefois les faire rouiller. On élimine ce problème en ventilant les réservoirs avec deux tuyaux d'au moins 75 mm de diamètre.

Si l'on choisit d'utiliser des réservoirs en béton, on emploie du béton armé monolithique. L'étanchéité à l'intérieur du réservoir est assurée au moyen d'un revêtement en plastique ou d'un agent d'étanchéité fiable pour bétons.

Les réservoirs de stockage doivent comporter des ouvertures à leur sommet afin qu'il soit facile d'en mesurer le contenu et de les nettoyer. Le fond des réservoirs doit avoir une pente de 4 % vers le tuyau d'évacuation ou le bac de vidange.

Lorsque la mélasse est stockée pendant une longue période de temps, on doit s'assurer que sa teneur totale en sucre est d'au moins 43 % et que la température reste inférieure à 28 °C. Si la teneur en sucre tombe en dessous de 43 % et que la température est supérieure à 23 °C, il peut y avoir fermentation. La fermentation abîme la mélasse destinée à la nourriture; elle altère également la nourriture à laquelle elle est mélangée.

Il peut se produire une fermentation de surface lorsque l'eau condensée qui se forme à l'intérieur du réservoir tombe dans la mélasse. Cette fermentation forme un film superficiel dilué. Ce film n'endommage pas le reste de la mélasse intacte conservée dans le réservoir. Néanmoins, on essaie d'éviter la fermentation en s'assurant que l'eau ne peut pas pénétrer dans le réservoir de stockage de mélasse.

Il peut arriver que de l'air ou du bioxyde de carbone soit entraîné dans la mélasse. L'air peut entrer dans la mélasse si le système de pompage fuit ou que la mélasse tombe dans le réservoir de stockage d'une hauteur de 5 à 10 m pendant un transvasement à l'air libre. Le processus d'extraction du sucre ou la fermentation provoque également la formation de bioxyde de carbone qui reste emprisonné à l'intérieur de la mélasse. Toutefois, ce n'est que si la mélasse renferme plus de 20 % de gaz par volume que le pompage sera difficile et les mesures volumétriques inexactes.

6.3 Manutention des mélasses

Un système de convoyage pour la manutention des mélasses doit posséder certaines caractéristiques particulières.

6.4 *Pompes* Comme les mélasses sont très visqueuses, on doit choisir des pompes volumétriques telles que des pompes à engrenage, à ailettes ou à vis. Les pompes centrifuges ne sont pas efficaces. Si l'on désire une pompe économique et facile à entretenir, on installera des pompes à engrenage en bronze ou avec pièces en bronze dans les systèmes agricoles.

On fait tourner les pompes à basse vitesse, de préférence à moitié ou au quart de la vitesse recommandée afin d'assurer le remplissage. Comme il n'y a pratiquement aucun patinage lorsque l'on pompe des matières visqueuses, il s'établit une pression élevée et la capacité varie avec le débit.

On place les pompes aussi près que possible du réservoir d'alimentation en mélasse et de préférence en dessous afin que le tuyau d'aspiration soit toujours rempli. On utilise un gros tuyau d'aspiration pour relier le réservoir de stockage à l'entrée de la pompe, idéalement

de deux fois le diamètre de l'entrée de la pompe. Ce tuyau doit être aussi court et aussi droit que possible.

Les besoins énergétiques pour pomper les mélasses dépendent des quantités et des pressions de refoulement. Le tableau 31 donne la puissance moyenne exigée pour les pompes rotatives. Le tableau 32 compare le rendement de deux pompes à engrenage avec des mélasses dont la température est de 10 °C.

La dépression dans la conduite d'aspiration ne doit pas être supérieure à 50 kPa. Si la dépression est supérieure à cette limite, il faut prévoir une chambre d'expansion pour les gaz entraînés.

Dans les systèmes de transport de mélasse, on installe des pompes équipées de soupapes de décharge à ressort surdimensionnées. La soupape doit s'ouvrir lorsque la pression devient de 10 à 15 % supérieure à la pression de refoulement normale.

On doit aussi monter un robinet de dérivation à main sur la conduite de refoulement. Ce robinet permet à une partie de la mélasse de retourner dans le réservoir d'alimentation ou à l'entrée de la pompe lorsque celle-ci fournit plus de mélasse que nécessaire. En outre, les opérateurs peuvent ouvrir ce robinet manuel avant de démarrer le moteur de la pompe de façon à réduire la pression de refoulement et cela tout particulièrement dans le cas des mélasses froides.

6.5 *Canalisations et robinets* Dans les systèmes de manutention de la mélasse, le sous-dimensionnement des tuyaux crée des problèmes de performance graves. Le tableau 33 donne une liste des tailles recommandées pour les tuyaux d'aspiration et de refoulement des systèmes de manutention de mélasse.

En général, on utilise des tuyaux en fer noir pour les mélasses. Toutefois, si le tuyau est exposé aux intempéries, il est préférable qu'il soit galvanisé. On peut également utiliser des tuyaux en plastique, à condition qu'ils puissent résister à la pression à la température d'exploitation. Les conduites doivent être aussi droites que possible. Si on a besoin d'une pente, on utilisera deux coudes de 45° plutôt qu'un coude de 90°.

L'équation suivante permet d'estimer la perte de pression pour un écoulement laminaire dans un tuyau lisse et propre :

$$p = \frac{4{,}08 \times 10^3 \mu Q}{D_i^4}$$

où μ = viscosité (Pa·s)

Q = débit (L/s)

D_i = diamètre intérieur du tuyau (mm)

p = perte de pression dans le tuyau (kPa/100 m de tuyau)

Tableau 31 Besoins énergétiques moyens des pompes rotatives

Taille de la pompe (mm)	Puissance (kW)
25	0,75–12,00
38	1,49– 2,24
50	2,24– 3,73
75	3,73– 5,60
100	7,46–11,19

Tableau 32 Performances des pompes à engrenage : pompage des mélasses à 10 °C

	Taille de la pompe	
	38 mm	50 mm
Litres pompés tous les 100 tours	30	64
Puissance (kW) nécessaire à 100 r/min avec une pression de refoulement de 520 kPa	0,87	1,31
Rendement de la pompe (%)	30	40

Nota : pour les régimes supérieurs à 100 r/min, on augmente la puissance de 0,37 kW par chaque tranche de 50 r/min du régime de la pompe de 38 mm, et de 0,56 kW pour la pompe de 50 mm.

Tableau 33 Diamètres recommandés pour les tuyaux d'aspiration et de refoulement utilisés pour les mélasses non diluées à 10 °C, avec une aspiration maximale de 68 kPa et une pression de refoulement maximale de 500 kPa

Longueur du tuyau (m)	Débit (L/m)			
	0–7,5	7,5–20	20–40	40–80
	Diamètre du tuyau (mm)			
Tuyau d'aspiration				
0–1,2	50	64	75	100
1,2–2,5	64	75	100	125
2,5–6,0	75	100	125	150
Tuyau de refoulement				
0– 1,5	32	38	50	64
1,5– 3,0	38	50	64	73
3,0– 7,5	50	64	75	100
7,5–15	64	75	100	125

6.6 *Mesure du débit* On place des débitmètres dans le système de pompage pour mesurer les quantités de mélasse mélangées aux aliments ainsi que la quantité totale transportée. Comme les gaz entraînés ou les variations de viscosité de la mélasse peuvent causer des erreurs de mesure, on concevra les canalisations de façon que les opérateurs puissent soutirer un peu de mélasse et vérifier l'étalonnage des débitmètres. Dans les applications agricoles, on utilise un réservoir de pesée ainsi qu'un processus de mélange des lots pour l'étalonnage. Les opérateurs pèsent la mélasse sur une balance, puis pompent la matière dans un mélangeur ou la laissent s'écouler par gravité.

Il existe aussi des appareils de mesure donnant le débit. Ces appareils sont habituellement constitués d'un générateur entraîné par la mélasse. Un appareil étalonné avec des unités de débit commodes mesure la puissance de sortie du générateur.

6.7 Suif

Par suite de leurs caractéristiques particulières, le suif (graisse) doit être transporté à l'aide d'un système de manutention spécial.

6.8 *Stockage des graisses* On utilise des réservoirs verticaux ou horizontaux en acier ou en béton pour stocker les graisses. Toutefois, si l'on choisit des réservoirs en béton, il faut s'assurer que les surfaces intérieures ont été traitées avec un revêtement non toxique et non soluble. La graisse chaude pénètre et amollit les parois du béton poreux non traité. On applique le revêtement sur les parois en béton propres du réservoir avant d'y introduire des graisses.

Tous les réservoirs servant au stockage des graisses doivent être munis d'un orifice de ventilation supérieur à l'épreuve des intempéries, réalisé avec un tuyau d'au moins 75 mm de diamètre. Les réservoirs doivent être régulièrement vidés afin d'être nettoyés. Le nettoyage sera plus facile si l'on utilise deux petits réservoirs plutôt qu'un seul grand.

6.9 *Manutention des graisses* Les tuyaux, les robinets et les raccords des systèmes de manutention des graisses doivent être en fer ou en acier. Les graisses traversant des équipements en cuivre ou en laiton deviennent rapidement rances.

6.10 *Chauffage des graisses* Il faut éviter de surchauffer les graisses ou d'y introduire de l'eau. On stocke les graisses à la température la plus basse possible, mais il faut qu'elles soient suffisamment fluides pour être transportées. Lorsque l'on utilise quotidiennement des graisses, on les stocke à 50 °C et on les préchauffe entre 60 et 90 °C avant de les mélanger à la nourriture.

On utilise des serpentins de vapeur pour chauffer les graisses stockées. Ces serpentins doivent être installés à proximité du fond du réservoir de stockage. Les conduites de vapeur doivent entrer par le haut du réservoir et descendre d'un côté jusqu'au serpentin. De cette façon, la vapeur chaude fait fondre un canal vertical dans la graisse stockée, ce qui améliore la circulation de la chaleur et accélère le chauffage. On évite aussi la formation de pressions trop élevées sous une couche de gras non fondu.

Les raccords des conduites de vapeur doivent être bien serrés, car il faut éviter que de l'humidité s'introduise dans la graisse. En s'hydratant, la graisse forme une boue qui peut corroder l'équipement de transport.

6.11 *Pompage des graisses* On utilise des pompes volumétriques pour pomper les graisses. (Se reporter à la section 4.7 pour plus de renseignements sur les pompes volumétriques.) On choisira une pompe en fer ou en acier inoxydable. Des vannes ou robinets à boisseau servent à contrôler le débit. Si celui-ci doit être réglé, il est préférable d'utiliser des robinets d'arrêt sphériques.

BIBLIOGRAPHIE

Acrylonitrile–butaciene–styrene drain, waste and vent (ABS-DMV) pipe and pipe fittings. 1973. Association canadienne de normalisation. Rexdale, Ont. B181.1-1973.

Agricultural engineers yearbook of standards, 1986. American Society of Agricultural Engineers.

Bhatia, M.V., 1982. *Solids and liquids conveying systems,* Technomic Publishing Co., Westport, C.

CPVC pipe, tubing and fittings for hot and cold water distribution systems. 1983. Association canadienne de normalisation. Rexdale, Ont. B137.6-M1983.

Engineering data. Mansfield: Gormann-Rupp Co.

Fairbank, J.P.: Tavernetti, J.R. 1965. *Handling feed molasses on the farm.* Agricultural Engineering Information, series II. University of California Extension Service.

Giles, R.V. 1962. *Fluid mechanics and Hydraulics.* New York: McGraw-Hill Co.

Handbook of Pump Engineering data. Montebello. CA: Peerless Pump.

Hicks, T.G.: Edwards, T.W. 1971. *Pump application engineering,* New York: McGraw-Hill Co.

How to use system-head curves. Technical Information Bulletin No. 7. Montebello, CA: Peerless Pump.

Johnson, E.E. 1966. *Ground water and wells.* Saint Paul: Edward E. Johnson, Inc.

Maddox, B. 1970. *Molasses handling techniques to the feed mill.* Feedstuffs 30:38-40.

NPSH net positive suction head. Montebello, CA: Peerless Pump.

Perry, R.H.; Chilton, C.H. *Chemical engineers' handbook,* 5th ed., New York: McGraw-Hill Co.

Polyputylene (PB) piping for hot and cold water distribution systems. 1977. Association canadienne de normalisation. Rexdale, Ont. B137.8-M1977.

Polyethylene pipe, tubing and fittings for cold water pressure services. 1983. Association canadienne de normalisation. Rexdale, Ont. B137.1-M1983.

Pressure ratings for hydraulic tubing and fittings. 1985. Society of Automotive Engineers. Warrendale, PA. Standards SAE J1065.

Rigid poly vinyl chloride (PVC) pipe for pressure applications. 1981. Association canadienne de normalisation. Rexdale, Ont. B137.3-M19811.

Robertson, J.A.: Crowe C.T. *Engineering fluid mechanics.* 1980. Boston: Houghton Mifflin Co.

Rotary and centrifugal pump theory and design. 1971. Worthington Pump Corp., East Orange, NJ.

Standards of the Hydraulic Institute. 12th ed. 1969. Hydraulic Institute, New York, NY.

Stewart, H.L.; Phibin, T. 1984. *Pumps.* New York: Bobs-Merill Co.

Worcester, W.S. 1950. *Pumping molasses and other viscous materials.* Sugar 45:33-35,40.